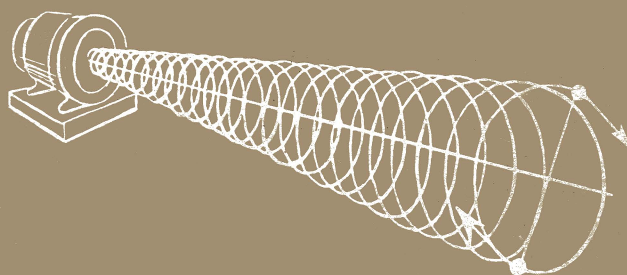
P. PATIN

LES TRANSMISSIONS
DE PUISSANCE
ET LA VARIATION DE LA VITESSE



PRÉFACE de M. Albert CAQUOT
Membre de l'Institut

Eyrolles
EDITEUR. PARIS

LES TRANSMISSIONS DE PUISSANCE

ET LA VARIATION DE LA VITESSE

par

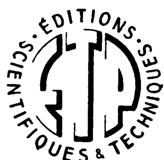
Pierre PATIN

Ingénieur en Chef à la S.N.C.F.

Préface de

A. CAQUOT

Membre de l'Institut



EDITIONS EYROLLES

61, boulevard Saint-Germain - PARIS Ve

1956

PRÉFACE

Les organismes mécaniques, qui interviennent chaque jour plus nombreux pour diminuer la fatigue de l'homme, sont constitués par des ensembles harmonieusement constitués depuis la production de l'énergie jusqu'à l'outil qui l'utilise.

Les transmissions de puissance sont les éléments essentiels de la liaison robuste et souple qui permet l'utilisation de l'énergie par l'outil dans toute opération industrielle.

La mécanique rationnelle, la science des milieux élastiques et celle des milieux fluides permettent théoriquement de réaliser correctement toute machine avec les moyens dont nous disposons à un instant donné.

Mais la multiplicité des moyens est si grande que l'ingénieur doit, en premier lieu, en faire l'inventaire, son calcul n'intervenant qu'ensuite pour déterminer la solution optima. Celle-ci est obtenue en comparant les résultats à attendre de chacun des moyens possibles.

Le mérite de M. Pierre Patin *est très grand, car, en nous présentant un inventaire de moyens de transmission de puissance, il nous évite bien des recherches et nous oriente correctement et rapidement vers les solutions à comparer.*

Dans ce livre sont examinés les moyens utilisés en transmission de puissance, aussi bien du point de vue théorique que du point de vue du réalisateur.

De nombreuses figures permettent de suivre avec facilité l'exposé des méthodes classiques de calcul.

Les solutions connues sont figurées en dessins et schémas nombreux, d'après les réalisations modernes et avec une précision et une clarté inégalées.

Le constructeur d'aujourd'hui doit résoudre les problèmes les plus variés. La résistance des matériaux, la mécanique des fluides, l'électricité, l'électronique mettent à sa disposition des procédés

multiples qui lui permettent d'atteindre le but par des voies bien différentes.

Pour réaliser un ensemble logiquement conçu, il lui faut tout d'abord disposer d'une série de vues d'ensemble, correspondant chacune à une discipline choisie, puis mesurer par le calcul les solutions à comparer.

Ces vues d'ensemble, ainsi que les méthodes de comparaison, peuvent être puisées dans cette étude des transmissions de puissance que nous donne M. Pierre PATIN.

Particulièrement l'appréciation que l'auteur donne de chaque appareil, avec une particulière compétence, sera des plus utiles.

Toute comparaison résulte d'un examen effectué à partir de multiples points de vue, tous nettement distincts, et dont l'importance varie suivant l'utilisation du mécanisme.

Le livre de M. Pierre PATIN *permettra d'éviter trois écueils :*

— *le premier résulte d'une étude trop sommaire n'aboutissant pas à des résultats corrects et précis ;*

— *le deuxième a pour cause l'oubli d'une discipline possible ,*

— *le troisième tient à la connaissance insuffisante des moyens déjà réalisés dans toutes les applications que permet la discipline envisagée.*

Ce traité des transmissions de puissance arrive à son heure.

Albert CAQUOT,
Membre de l'Institut

ABRÉVIATIONS UTILISÉES - UNITÉS

Poids (forces) :

mg	= milligramme
g	= gramme
kg	= kilogramme
t	= tonne

Longueurs :

Å	= Angström = $\frac{1}{10\,000}$ μ ou $\frac{1}{10^4}$ μ $\left(\frac{1}{10^{10}}\ \text{m}\right)$
μ	= micron = $\frac{1}{10^6}$ m = $\frac{1}{10^3}$ mm
mm	= millimètre
m	= mètre
km	= kilomètre

Vitesses :

m/s	= mètre par seconde = 3,6 km/h
km/h	= kilomètre par heure = 0,277 m/s

Accélérations :

m/s/s ou m/s²	= mètre/seconde par seconde

Pressions :

kg/cm²	= kilogramme par centimètre carré
hpz	= hectopièze = 1,02 kg/cm²
kg/mm²	= kilogramme par millimètre carré = 100 kg/cm²
atm	= atmosphère = 1,013 hpz = 1,033 kg/cm²

Travail ou énergie :

kgm	= kilogrammètre
kWh	= kilowattheure = 367.020 kgm
ch-h	= cheval-heure = 270.000 kgm
J	= joule = 0,102 kgm

Equivalent mécanique de la chaleur :

1 C = 1 grande calorie (quantité nécessaire pour échauffer un litre d'eau de 1°) = 1 000 c (1 000 petites calories) = 4 180 J = 426 kgm

Puissance :

kgm/s	= kilogrammètre par seconde
W	= watt = 1 J/s = 0,102 kgm/s
kW	= kilowatt = 102 kgm/s = 1,36 HP
ch	= hp = cheval-vapeur = 75 kgm/s = 0,736 kW

Différence de potentiel et force électromotrice :

V	= volt
kV	= kilovolt = 1 000 volts

Intensité :

A	= ampère
mA	= milliampère
kA	= kiloampère

Résistance :

Ω	= ohm
MΩ	= mégohm = 10^6 Ω
μΩ	= microhm = $\frac{1}{10^6}$ Ω

Fréquence :

Hz	= hertz (période ou cycle par seconde)

LETTRES GRECQUES UTILISÉES

LETTRE GRECQUE		LETTRE FRANÇAISE CORRESPONDANTE	REPRÉSENTE
α	alpha	a	1) un angle 2) un coefficient, une constante
β	bêta	b	
γ Γ	gamma	c ou g	1) comme α et β 2) un coefficient d'accélération un couple
δ Δ	delta	d	placé devant une autre lettre indique qu'il s'agit d'une petite variation de la grandeur représentée
ε	epsilonn	é	désigne une quantité très petite
η	êta	è	un rendement
φ Φ	phi	f ou ph	1) un angle de décalage de phase 2) un coefficient de frottement
λ μ ν	lambda mu nu	l m n	un coefficient quelconque ou paramètre μ = symbole du micron
ω Ω	oméga	o	ω une vitesse angulaire de rotation Ω symbole de l'ohm
π	pi	p	π = 3,1416
ρ	rô	r	1) un rayon 2) une résistivité ou une résistance 3) un rendement
σ Σ	sigma	s	1) une constante 2) une somme de termes analogues 3) coefficient de Poisson

PREMIÈRE PARTIE

GÉNÉRALITÉS

CHAPITRE PREMIER

ROLE DE LA TRANSMISSION

1.1. PROBLEMES DE TRANSMISSIONS DEFINITIONS

On a pris l'habitude d'appeler transmission l'ensemble des organes interposés dans une machine entre le moteur et l'arbre auquel est appliqué le couple résistant final. En fait, l'expression est assez mal appropriée. La plupart du temps, il n'y a pas seulement transmission du mouvement, c'est-à-dire d'un couple et d'une vitesse déterminés, mais également transformation de ces éléments. La transmission est donc très souvent un transformateur de couple. Néanmoins, nous adopterons la terminologie consacrée par l'usage.

1.1.1. Couple - Vitesse - Puissance.

On peut définir un moteur, quel qu'il soit, comme une machine susceptible de fournir un couple sur un arbre en rotation. A un instant donné, la connaissance de ce couple C, en mètres kilogrammes, et de la vitesse de rotation de l'arbre ω, en radians par seconde [1], définit entièrement le moteur.

Ces deux éléments donnent par leur produit la puissance du moteur :

$$W \text{ (kgm/sec)} = C\omega.$$

---

1. Les vitesses de rotation sont exprimées en radians par seconde (ω rad/sec $= \frac{2\pi N}{60} = \frac{\pi N}{30}$ si N est le nombre de tours/mn). Rappelons que le radian est l'angle que découpe sur une circonférence de rayon R un arc de longueur R.

On cherche très souvent à utiliser la puissance maximum du moteur dont on dispose :

— sur un véhicule ou un engin de levage, pour aller le plus vite possible d'un point à un autre;

— sur une machine, pour réaliser le plus rapidement une transformation ou un usinage.

Or, la puissance maximum est fixée par les limites de ces deux facteurs :

COUPLE et VITESSE.

Dans un *moteur thermique*, le couple est limité par la cylindrée : compte tenu d'un poids maximum d'air qui peut être admis dans un cylindre (par aspiration ou par suralimentation), on ne peut assurer la combustion que d'une quantité de carburant limitée par tour de vilebrequin. Ceci limite le couple d'une façon absolue pour un moteur de dimensions données, avec un mode d'alimentation déterminé.

La vitesse maximum est moins facile à définir. Elle peut être fixée par la bonne tenue des organes : frottements, force centrifuge et efforts d'inertie. Mais elle l'est aussi souvent par les conditions d'écoulement des fluides : difficultés de remplissage correct des cylindres. Dans quelques cas, il existe des vitesses critiques dues à des phénomènes de résonance. De toutes façons, il existe une vitesse maximum que l'on ne doit pas dépasser en fonctionnement normal.

Dans un *moteur électrique*, par contre, c'est généralement la vitesse qui est fixée rigidement (moteurs à courant alternatif à vitesse constante ou sensiblement telle).

Dans le cas du moteur à collecteur, dont le fonctionnement est plus souple, c'est l'action de la force centrifuge qui impose pour limite une fraction de la vitesse de rupture, fonction de la marge de sécurité adoptée.

Le couple d'un moteur électrique est proportionnel à l'intensité qui le traverse. Cette dernière ne doit pas dépasser une valeur fixée par la capacité de refroidissement des enroulements, sous peine de détruire rapidement les isolants. Si le régime de charge est variable, on dispose d'une certaine marge. Par contre, en régime continu, l'intensité maximum, donc le couple, sont bien fixés.

Il est intéressant de comparer, dans un moteur électrique, les facteurs des deux produits qui déterminent la puissance. Ce sont :

— les grandeurs mécaniques : C et ω — $P = C\omega$;

— les grandeurs électriques : E et I — $P = EI$.

On verra que, sans qu'il y ait un parallélisme absolu entre les deux formules, la vitesse est souvent liée à la tension, principalement dans les moteurs à courant continu, et le couple à l'intensité.

Il résulte de ces considérations que, dans tous les types de moteurs, il faut utiliser au mieux une certaine puissance maximum, mais celle-ci n'est pas fournie sous une forme quelconque. En fait, on recueille à la sortie du moteur deux éléments distincts et limités : couple et vitesse.

1.2. MACHINES FIXES

1.2.1. Machines-outils.

Dans ce cas, en général, on dispose d'un moteur à vitesse constante ou sensiblement telle.

Dans les ateliers anciens, une seule machine à vapeur de grande puissance entraîne un certain nombre d'arbres de transmission sur lesquels les autres machines de l'atelier viennent prendre l'énergie qui leur est nécessaire par l'intermédiaire de courroies et de poulies.

C'est l'installation dite : « à transmission principale ».

La vitesse de la machine à vapeur est réglée à une valeur à peu près constante par un régulateur à boules. Cette condition est nécessaire pour assurer une stabilité de fonctionnement à l'ensemble des machines de l'atelier.

Dans les ateliers modernes, les machines-outils sont à commande individuelle et comportent un ou plusieurs moteurs électriques. La distribution du courant s'effectue presque toujours en alternatif monophasé ou, mieux, triphasé. La grande majorité des moteurs utilisés sur les machines-outils tournent à vitesse constante (moteurs synchrones et asynchrones synchronisés) ou sensiblement constante (moteurs asynchrones).

Certes, il existe certains types de moteurs alternatifs à collecteurs qui sont susceptibles de fonctionner à vitesse variable avec des couples intéressants. Mais ces moteurs sont souvent coûteux et consomment, aux vitesses différentes du synchronisme, une quantité importante de puissance réactive. Aussi ne sont-ils utilisés que dans des cas particuliers.

Pour effectuer un travail déterminé, la vitesse de rotation d'une machine-outil est imposée dans des limites assez étroites, qui sont fonctions, par exemple, de la nature du corps à travailler, de celle de l'outil, de la profondeur de passe, de l'avance, de la lubrification, etc.

Le problème consiste donc essentiellement à obtenir sur l'arbre de sortie de la transmission, ou arbre secondaire, une vitesse différente de celle fournie par l'arbre d'entrée de la transmission ou arbre primaire.

Assez souvent, un petit nombre de vitesses différentes suffit à satisfaire l'utilisateur. Cependant, l'industrie moderne demande des possibilités plus grandes d'étagement des vitesses et même, dans certains cas, une variation continue.

Le démarrage s'effectue presque toujours sans charge, et le léger à-coup provoqué par l'application de l'effort est encaissé sans difficulté par l'inertie des pièces tournantes.

1.2.2. Filature - Tissage - Câblage.

Dans ces industries, le problème de la transmission est fréquemment dominé par la nécessité de limiter la tension appliquée au fil et, par conséquent, d'éviter de faire subir à celui-ci de brusques variations de vitesse.

Dans certains cas, en particulier dans les industries des filés synthétiques (rayonne, nylon), la vitesse du fil doit demeurer sensiblement constante, alors que le diamètre d'enroulement varie. Il est alors nécessaire de faire varier d'une façon continue la vitesse de l'arbre d'entraînement.

Des problèmes analogues se posent dans la fabrication du papier, du carton, le laminage des tôles, etc.

1.2.3. Engins de levage.

Ici, il s'agit de proportionner convenablement la vitesse et l'effort pour que le moteur fonctionne à puissance sensiblement constante. Le démarrage sous charge est une règle quasi générale. On utilise beaucoup, sur ces engins, des moteurs de types spéciaux dont nous avons parlé précédemment. Mais des raisons d'économie conduisent, de plus en plus, au développement des embrayages automatiques.

1.3. TRACTION

Le problème de la transmission se pose essentiellement sur les véhicules moteurs et les engins de traction à moteurs thermiques. La plupart des moteurs thermiques ne fonctionnent convenablement qu'entre des limites de vitesse bien déterminées. Un moteur Diesel, par exemple, possède une vitesse de ralenti déjà importante, même à vide. En effet, l'allumage du gas-oil injecté dans les cylindres ne se produit que si la compression est suffisamment rapide pour que l'air comprimé conserve toute la chaleur produite par la compression. La plupart des moteurs alternatifs ne fonctionnent correctement que pour des vitesses comprises entre une vitesse minimum v_m et une vitesse maximum v_M.

Pour les moteurs à carburation externe (automobile), on a généralement : $v_m = 0{,}25$ à $0{,}30\ v_M$. Pour un moteur Diesel, v_m atteint 0,40 et même $0{,}50\ v_M$ (dans les moteurs lents).

Il en résulte que le démarrage sous charge d'un tel moteur n'est pas possible et que, pour lui permettre de démarrer, il faut qu'il soit, au moins momentanément, séparé de l'arbre auquel est appliqué le couple résistant [1].

1. En 1912, la Société Sulzer construisit une locomotive Diesel de 1 200 ch, type 2-B-2, avec moteur accouplé directement aux essieux. La mise en marche était effectuée en admettant de l'air comprimé dans les cylindres. Le moteur, à 4 cylindres en V à 45°, à deux temps, fonctionnait seul à partir d'une vitesse de l'ordre de 10 km/h (voir *fig. 1*). Ce système connut un échec total par suite de la consommation d'air au démarrage et des difficultés d'allumage et de réglage du moteur, et fut abandonné après les premiers essais. Cette expérience démontra la nécessité de la transmission. La Société Deutz reprit pourtant cette idée il y a une vingtaine d'années, en faisant jouer la suralimentation du moteur Diesel. Il ne semble pas qu'elle ait obtenu plus de succès.

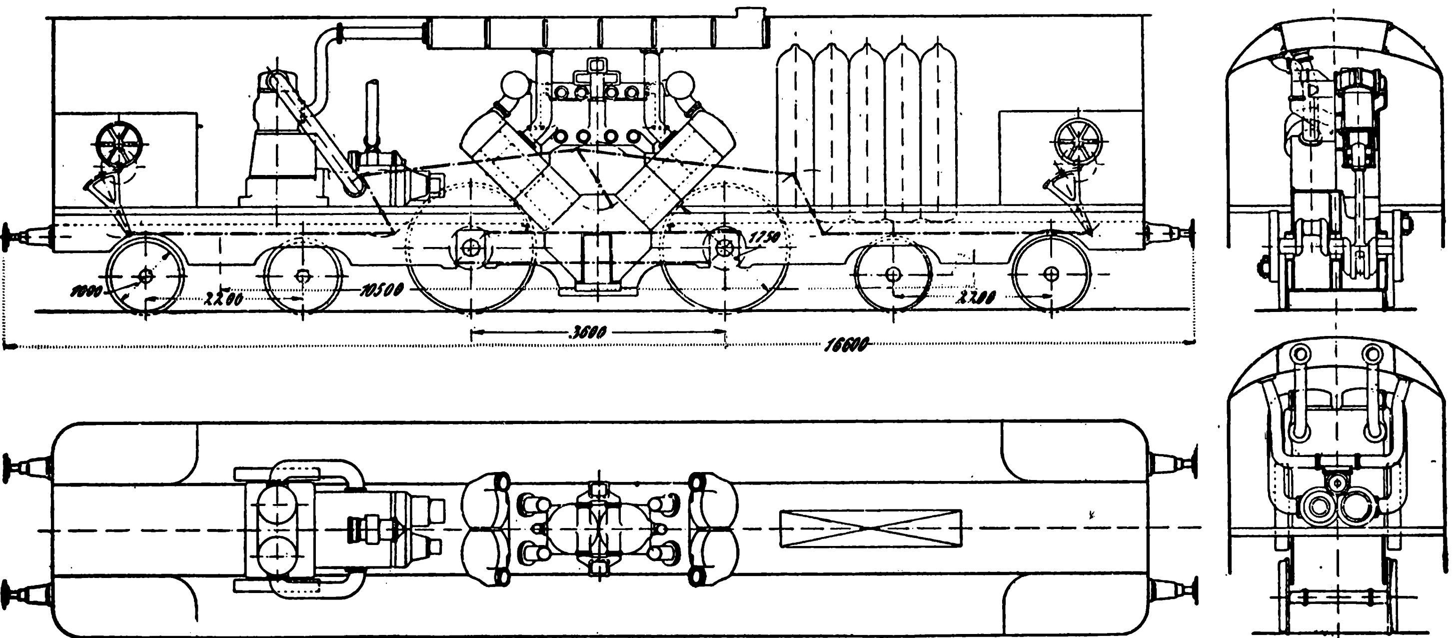


Fig. 1. — Locomotive Sulzer sans transmission.

Il faut donc disposer, entre le moteur et le ou les essieux, un dispositif tel que le moteur puisse fonctionner dans des limites de vitesse et de couple relativement étroites et que, d'autre part, le véhicule se déplace à toutes les vitesses comprises entre 0 et sa vitesse maximum, l'effort de traction étant adapté le mieux possible à la demande, compte tenu de la charge, du profil et des désirs de l'utilisateur. C'est la transmission qui remplit ce rôle, que nous préciserons plus loin.

Notons que, pour la plupart des moteurs fonctionnant normalement sur une certaine gamme de vitesses, il suffit, à première vue, de disposer d'un embrayage permettant de passer, par glissement, de l'arrêt à la vitesse minimum de fonctionnement convenable du moteur. Toutefois, le couple maximum étant limité par des conditions de bonne tenue des organes du moteur, un tel système exige un fonctionnement à couple constant. Il conduit à ne demander au moteur sa puissance totale que pour la vitesse maximum du véhicule. Ce serait, évidemment, une utilisation déplorable (1).

Le rôle de la transmission sera donc aussi de permettre l'obtention de valeurs différentes du couple de traction pour une même valeur du couple moteur. La transmission est donc, en réalité, un transformateur de vitesse et de couple.

D'ailleurs, l'utilisation d'un embrayage provoque des pertes et doit être considérée comme une anomalie mécanique qu'il y a lieu de limiter le plus possible.

Sur certains moteurs rotatifs, comme la turbine à gaz, un couple important peut être obtenu au démarrage et l'interposition d'une transmission devient beaucoup moins indispensable. Toutefois, le démarrage sous charge absorbe une très grande quantité de gaz et le rendement à faible vitesse est franchement mauvais.

En traction électrique à courant continu, il est facile de faire varier la vitesse des moteurs par insertion de résistances de démarrage, modification des couplages et shuntage des inducteurs. Le problème de la transmission se limite alors à l'application aux essieux de l'effort moteur.

Il n'en est pas de même en traction à courant alternatif, et, sur certaines machines monophasées à fréquence industrielle, le courant de traction est utilisé dans un moteur asynchrone, et il existe une véritable transmission entre ce dernier et les essieux moteurs.

---

1. Sur les machines à vapeur, on utilise au démarrage le couple maximum, en admettant la vapeur pendant la presque totalité de la course du piston. Ceci au prix, bien entendu, d'une baisse de rendement due à l'insuffisance de détente. Puis, le couple diminue quand la vitesse augmente, ce résultat étant obtenu par réduction de l'admission.

Théoriquement, il serait également possible sur les moteurs Diesel, tout au moins pour des vitesses supérieures à la vitese du ralenti, de régler le couple uniquement par la variation de l'injection (durée et quantité de combustible injecté). De même dans les moteurs à carburation externe appelés aussi moteurs à explosion et ne fonctionnant qu'en prise directe, on pourrait régler le couple par l'ouverture plus ou moins grande du papillon du carburateur. Mais cette solution conduirait à des cylindres et, par suite, à des moteurs de très grandes dimensions, impossibles à loger sur un véhicule.

1.4. CONCLUSION - PLAN D'ETUDE

Les véhicules moteurs posent, bien souvent, les problèmes de transmission les plus complexes. En effet, le couple résistant peut varier très rapidement dans de grandes limites. Il est généralement très important au démarrage.

Au contraire, dans les machines fixes, le couple résistant est souvent constant ou comporte des variations cycliques d'amplitude limitée. Fréquemment, la charge au départ est nulle. Le problème posé par ces transmissions se limite à l'établissement d'une gamme convenable des valeurs de la démultiplication.

Nous pouvons donc admettre que la résolution complète des questions soulevées en matière de traction englobe celle des problèmes de machines fixes. La conduite de cette étude sera donc axée principalement sur les transmissions de traction.

Dans une première partie, nous examinerons d'abord, après une courte étude théorique, les éléments constitutifs des transmissions ou communs à différents types de transmissions. Cette partie sera précédée d'un rappel succinct de quelques notions de résistance des matériaux, dont certains, introuvables dans les ouvrages classiques, nous ont paru absolument nécessaires dans le calcul des transmissions.

Dans une seconde partie, seront traités, classés par grandes familles, les différents types de transmissions utilisés en traction, comme dans les machines fixes. L'interpénétration entre ces deux domaines étant chaque jour plus grande, il nous a paru rationnel d'adopter une classification purement technologique.

CHAPITRE II

PROBLÈMES POSÉS PAR LES TRANSMISSIONS DE TRACTION

2.1. CARACTERISTIQUES D'UNE TRANSMISSION DE TRACTION IDEALE

2.1.1. Démarrage.

On peut admettre, d'une façon générale, que l'utilisateur désire se servir au mieux de la puissance dont il dispose et, par conséquent, mettre le véhicule en vitesse le plus rapidement possible. Pour tous les véhicules terrestres, l'effort maximum T_o qui peut être appliqué au démarrage est limité par l'adhérence. Si on appelle P le poids appliqué à l'essieu moteur et f le coefficient de frottement entre la roue et son support (rail pour un véhicule ferroviaire, ou route pour un véhicule routier), l'effort maximum applicable est :

$$T = fP \text{ (1)}.$$

---

1. On admet généralement comme valeur moyenne de f pour les engins sur rail : $f = 0,22$. L'adhérence décroît lorsque la vitesse augmente. De nombreuses formules ont été proposées pour tenir compte de ce facteur. On peut admettre :

$$f = \frac{f_o}{1 + 0,01\,V}$$

(où V est en km/h), formule qui ne représente peut-être pas cette variation avec une grande exactitude, mais qui a du moins le mérite de la simplicité, étant donnée l'imprécision avec laquelle f est connu.

Suivant le temps et l'état du rail, f peut varier de 0,11 à 0,33.

Pour un véhicule routier ou pneu-rail, on peut prendre $f = 0,60$ comme valeur moyenne, f pouvant descendre à 0,15 sur route humide, boueuse ou verglacée, et atteindre des valeurs très supérieures à l'unité dans de bonnes conditions.

L'adhérence varie peu aux faibles vitesses et on peut la considérer comme constante dans la période de démarrage. Il en résulte que, pendant cette période :

$$T = T_o = f_oP$$

est pratiquement constant. Le couple secondaire [1] doit être constant et, par conséquent, la puissance demandée au moteur, P = TV, est une fonction linéaire de la vitesse du véhicule (voir *fig. 2*, courbe A entre O et B).

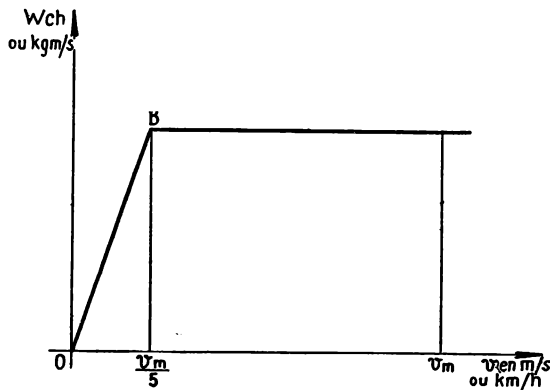


FIG. 2. — Courbe A.

2.1.2. Marche à puissance constante.

Lorsque la puissance ainsi demandée atteint la puissance nominale du moteur, la transmission devrait permettre l'utilisation de cette puissance nominale à n'importe quelle vitesse.

La courbe idéale de *puissance* d'une transmission, en fonction de la vitesse, devrait donc être constituée par deux segments de droite, l'un issu de l'origine et ayant la plus grande pente possible compatible avec l'adhérence, l'autre constitué par une parallèle à l'axe des vitesses et représentant la puissance constante du moteur (voir *fig. 2*, courbe A).

Il y a lieu de tenir compte de l'importance relative de ces deux parties de la courbe et, d'une façon plus générale, de la forme de cette courbe pour choisir la « puissance » de la transmission. Il est évident qu'une bonne transmission doit fournir sa puissance nominale sur au moins les 3/4 ou les 4/5 de sa gamme de vitesses.

1. D'une façon générale, quel que soit le type de transmission, nous appellerons arbre *primaire* un arbre tournant à la même vitesse que le moteur (ou à un multiple constant de cette vitesse) et arbre *secondaire* un arbre tournant à la vitesse d'un essieu (ou à un multiple constant de cette vitesse).

La courbe de *l'effort de traction T* (ou du couple secondaire) en fonction de la vitesse devrait être constituée de deux parties :

a) Un segment de droite parallèle à l'axe des vitesses et représentant l'effort de traction maximum, compatible avec l'adhérence $T_o = f_o P$ (ou, plus exactement, une portion, d'ailleurs peu inclinée, de l'hyperbole :

$$T = \frac{f_o P}{1 + 0{,}01\ V}$$

pour les véhicules sur rail).

b) Une courbe représentant la variation de l'effort T en fonction de la vitesse V, telle que la puissance, c'est-à-dire le produit TV, soit constant. Cette courbe sera donc une hyperbole équilatère (voir *fig. 3*, courbe B).

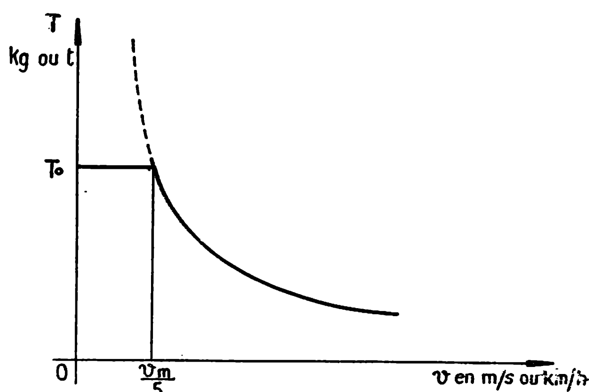


Fig. 3. — Courbe B.

Le fonctionnement à puissance maximum constante du moteur suppose simultanément constants le couple primaire et la vitesse de l'arbre primaire. La transmission idéale devrait donc permettre de faire varier d'une façon continue le couple et la vitesse secondaires. Autrement dit, la démultiplication *k*, c'est-à-dire le rapport :

$$k = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1}$$

de la vitesse de l'arbre secondaire N_2 tours par minute, à celle de l'arbre primaire N_1, devrait être variable d'une façon continue.

De plus, cette variation de la démultiplication devrait être automatique, de façon à l'adapter à tout instant au couple résistant, qui est évidemment fonction de nombreux facteurs variables : charge, profil, tracé, vent ou résistance de l'air, vitesse, etc.

La réalisation de ce réglage permanent sur les transmissions à démultiplication variable constitue la fonction *régulation*.

Le problème se complique encore du fait que l'on ne marche pas constamment à la puissance maximum du moteur. Souvent, le conducteur désire n'utiliser qu'une partie de cette puissance pour augmenter la longévité des organes. Une fraction plus ou moins faible de la puissance maximum peut aussi être suffisante pour propulser le véhicule ou le convoi à la vitesse maximum choisie, si le profil est facile.

Avant d'étudier les transmissions, il est donc nécessaire de connaître l'effort de traction susceptible d'être demandé à un engin moteur.

2.2. EFFORT DE TRACTION

L'effort de traction doit vaincre les résistances dues à différents éléments :

a) *des éléments caractéristiques du véhicule :* résistance au roulement, résistance de l'air;

b) *des éléments inhérents à la trajectoire :* résistance des rampes et des courbes;

c) *des éléments susceptibles d'être influencés* par la volonté du conducteur (accélération, pour vaincre les efforts d'inertie) ou par des agents extérieurs (vent, par exemple).

2.2.1. Eléments inhérents au convoi.

2.2.1.1. Résistance au roulement. — Sur un essieu *non moteur*, la résistance au roulement *r* (en kg/t) comprend essentiellement deux termes :

a) L'effort dû au frottement du coussinet sur la fusée, lorsque le véhicule repose sur des boîtes à coussinets, ou la résistance à la rotation des roulements, à rouleaux, à billes ou à aiguilles.

La résistance à la rotation des roulements est à peu près constante.

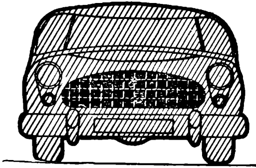
Dans les coussinets ou paliers lisses, elle est fonction de la nature du graissage. Lorsque la vitesse est suffisante, il se réalise automatiquement un *graissage hydrodynamique* avec formation d'un film d'huile entre le coussinet et la fusée. Le frottement est alors très faible. Si la vitesse est insuffisante, la pression de l'huile est trop faible pour assurer la constitution du film d'huile et l'on passe au *graissage onctueux*, dans lequel chacune des surfaces en contact est recouverte d'une couche monomoléculaire d'huile, dont les molécules sont perpendiculaires à la surface. Ceci se produit à l'arrêt et le frottement est alors fonction du temps d'arrêt.

b) L'effort dû au roulement proprement dit, c'est-à-dire aux pertes d'énergie qui se produisent dans la surface de contact entre la roue et le rail (ou la route). En effet, sur cette surface, une petite zone est soumise à une compression d'abord croissante, puis décroissante; ce qui, du fait de l'élasticité du métal (ou du pneu), entraîne des variations de dimensions et des glissements entre les surfaces en contact. Ces déformations et ces glissements absorbent une quantité d'énergie qui est pratiquement proportionnelle au poids.

Dans les véhicules sur pneus, cet effort est également fonction de la pression de gonflage — l'importance des déformations variant avec la pression de l'air — et de la vitesse (influence de l'hystérésis de la gomme et des difficultés d'évacuation de l'énergie). Andreau propose la formule :

$$r = \frac{20}{p^{0,64}} + \frac{v^{3,17}}{11\ 315\ p^{2,08}} \text{ kg/t } (p \text{ en kg/cm}^2 \text{ à } 15°,\ v \text{ en m/sec}).$$

Sur un *essieu moteur*, la résistance au roulement est encore accrue du fait que l'essieu est solidaire d'une partie de la transmission (en gros, celle qui est entraînée lorsque le véhicule circule moteur débrayé) [1] et, quelquefois, d'une génératrice ou d'un compresseur entraîné par l'essieu.



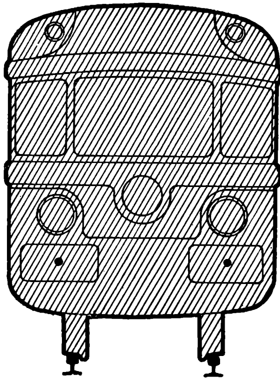


Fig. 4. — Maître-couple.

De plus, les pertes d'énergie indiquées au *b*) ci-dessus sont augmentées du fait de la superposition au poids porté par la roue, de l'effort tangentiel destiné à propulser le véhicule. L'ensemble de ces trois facteurs peut avoir une valeur totale de 1,5 kg/t (autorails Bugatti, inverseur débrayé et ADN avec roue libre) à 3,5 kg/t (autorails à transmission par vis tangente). Il atteint 9 à 12 kg/t pour les engins pneu-rail, 15 à 17 kg/t pour une automobile, 30 kg/t pour un camion sur route. Pour un tracteur ou un engin à chenilles circulant en mauvais terrain, il peut s'élever à 150 ou 200 kg/t.

2.2.1.2. Résistance de l'air. — La résistance de l'air est sensiblement proportionnelle au maître-couple [2] et au carré de la vitesse [3]. Par ailleurs, elle est fonction de la forme, plus ou moins *aérodynamique*, de l'ensemble du convoi. Elle est également fonction de la densité ρ de l'air. La formule exacte est :

$$R = C_x \frac{\rho}{2g} SV^2.$$

Au niveau de la mer, on a sensiblement :

$$R = 0{,}061\ C_x\ SV^2.$$

1. Ce n'est pas tout à fait exact, car lorsque le moteur entraîne les essieux, les surfaces en contact entre les dents d'engrenages, par exemple, ne sont pas les mêmes que lorsque ce sont les essieux qui entraînent la transmission.

2. Le maître-couple est la surface totale de projection du véhicule sur un plan perpendiculaire à son déplacement (voir *fig. 4*).

3. En réalité, cette formule n'est qu'assez grossièrement approchée, et l'influence de la vitesse devrait être représentée par un développement en série. Elle devient même franchement fausse au voisinage de la vitesse du son. On peut cependant la conserver pour les vitesses usuelles en traction terrestre.

Le coefficient C_x mesure l'influence du *carénage*. Il dépend aussi de la longueur de l'engin et des intervalles entre véhicules, s'il y en a plusieurs.

Pour une automobile, la valeur du coefficient C_x a décru de 0,80 (voiture non carénée) à 0,60 (Citroën traction avant), 0,56 (Peugot 203), 0,32 (Renault 4 ch), voir planche I. Des voitures spéciales, très étudiées par Andreau, Porsche, Wimille, ont des coefficients s'abaissant à 0,22. Les voitures de course n'ont pas toujours d'aussi bons coefficients, mais leur maître-couple est très réduit. Le carénage maximum devrait permettre d'atteindre 0,20.

Les autorails ont tous sensiblement le même maître-couple, et on mesure le produit :

$$C_x \frac{\rho}{2g} S \text{ ou } KS$$

dont la valeur varie de 0,34 kg/(m/s)² (autorails Berliet, planche V, et de Dietrich) à 0,58 (autorails Decauville et Renault type ABJ).

Les formes des extrémités avant et arrière ont une grande importance sur la valeur du produit KS, ainsi que la présence d'aspérités latérales ou de solutions de continuité dans le carénage.

Jusqu'à nouvel ordre, il semble que la forme la mieux adaptée à l'aérodynamisme ferroviaire soit représentée par les rames T. A. R. (trains automoteurs rapides), construites par la Société Franco-Belge, aux formes extrêmes arrondies en bulbe. Les étraves (Renault ABJ et de Dietrich XD 4 000) (planche II), les formes tétraédriques (Aciéries du Nord), aplaties vers le sol (Bugatti), ou simplement arrondies sur les contours de la face avant (autorails unifiés S. N. C. F.), planche III, ne sont pas très bonnes du point de vue aérodynamique. Toutefois, il faut tenir compte du fait que la résistance de l'air ne devient importante qu'aux très grandes vitesses. Pour un KS de 0,50, la résistance de l'air à 90 km/h (25 m/s) est de :

$$R = 0{,}50 \times 25^2 = 312{,}5 \text{ kg}$$

et absorbe une puissance :

$$W = RV = 312{,}5 \times 25 \simeq 7\,800 \text{ kgm/sec ou } 104 \text{ ch.}$$

Cette puissance est proportionnelle au cube de la vitesse :

$$W = RV = KSV^3,$$

le même engin n'absorbera que 48 ch à 72 km/h et 384 ch à 144 km/h.

Le vent peut modifier profondément la valeur de la résistance de l'air suivant sa direction par rapport à la trajectoire. S'il est debout, par exemple, il faut ajouter sa vitesse à celle du mobile.

L'ensemble de ces éléments inhérents au véhicule, et qui n'interviennent que par leur somme, se mesure facilement en lançant l'engin à grande vitesse sur une voie en palier ou en pente constante, et en mesurant

la décélération avec moteur débrayé (voir *fig.* 5, courbe C'). La courbe représentative de cet ensemble ($Pr + KSV^2$), qu'on pourrait appeler *résistance intrinsèque*, est de forme parabolique (courbe C) [1].

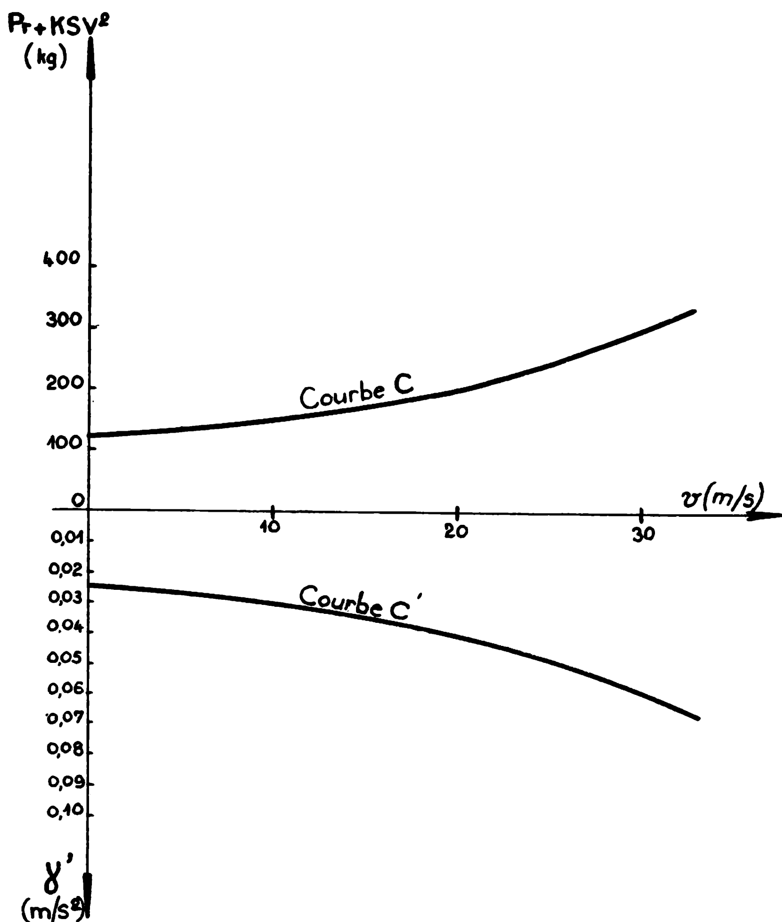


FIG. 5. — Courbes C et C'.

1. On utilise fréquemment, dans les administrations ferroviaires, la formule de Sauthoff qui s'applique avec une assez grande précision au matériel remorqué.

Elle tient compte de l'augmentation de la résistance au roulement avec la vitesse et de la résistance de l'air et s'écrit :

$$r = 1{,}9 + a\,V + \frac{0{,}0048\,S\,f\,(V + 12)^2}{8\,P},$$

avec : a = 0,0025 pour une voiture à voyageurs,
0,0040 pour un fourgon,
V = vitesse en km/h,
f = coefficient de résistance de l'air { 1,0583 matériel moderne ; 1,3 matériel ancien ; 1,15 fourgon
P = tonnage du véhicule.

2.2.2. Eléments dus au parcours.

2.2.2.1. Influence du profil. — Lorsqu'un véhicule circule sur une rampe, la composante de la pesanteur suivant la trajectoire s'oppose au déplacement (voir *fig. 6*). Si on appelle α l'angle de pente, cette composante a pour valeur :

$$F = P \sin \alpha.$$

En France, on définit les rampes par leur gradient i, qui est la hauteur en mm dont on s'élève en 1 m. On a donc :

$$i = 1\,000 \sin \alpha;$$

i représente donc l'effort de traction à fournir sur la rampe de gradient i, en kg/t. L'effort de traction nécessaire pour un véhicule de poids P est donc Pi en kg (1).

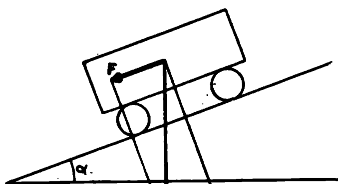


Fig. 6.

S'il s'agit d'une pente, cette force est *négative* : la composante de la pesanteur tend à entraîner le véhicule et, par conséquent, l'effort de traction nécessaire est plus faible. Il peut même s'annuler et devenir lui aussi négatif : il faut freiner le véhicule.

2.2.2.2. Influence des courbes (véhicules sur rail). — Lorsque les essieux d'un véhicule sur rail sont libres de s'orienter et que les courbes comportent des dévers exactement adaptés à la vitesse de circulation, c'est-à-dire compensant parfaitement la force centrifuge (2), le guidage des essieux est réalisé simplement par la conicité des bandages et les boudins ne portent pas contre le rail. Ces conditions sont très rarement réalisées simultanément, surtout dans les courbes de faible rayon :

— ou le dévers est insuffisant;

— ou des résistances et des efforts de rappel s'opposent aux libres mouvements des essieux;

— ou la construction du véhicule les maintient parallèles.

Il en résulte :

a) des frottements des boudins contre les rails;

---

1. On notera également qu'en rampe la composante normale du poids n'est plus que $P \cos \alpha$. Par conséquent, l'adhérence s'abaisse à la valeur : $fP \cos \alpha$. Cette diminution, dont la valeur relative est : $1 - \cos \alpha$, est généralement négligeable sur rail, mais non sur route. Dans ce dernier cas, il arrive souvent que l'inclinaison, liée à la position du centre de gravité, change la répartition des masses de la voiture dans un sens défavorable (cas des automobiles à traction avant).
2. L'angle de dévers α est adapté à la vitesse de circulation si l'on a (*fig.* 7) :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{M \omega^2 R}{Mg} = \frac{\omega^2 R}{g} = \frac{V^2}{Rg}$$

b) des glissements élémentaires dus à la différence des chemins parcourus par les deux roues d'un même essieu, les roues, solidaires, tournant à la même vitesse sur des cercles de diamètres différents, par suite de la conicité.

Ces frottements et glissements absorbent de l'énergie, qui est évidemment prélevée sur l'effort de traction. La plupart des formules donnent à cette résistance une valeur croissant comme l'inverse du rayon. On peut admettre $\frac{500}{R}$ kg/t pour les autorails.

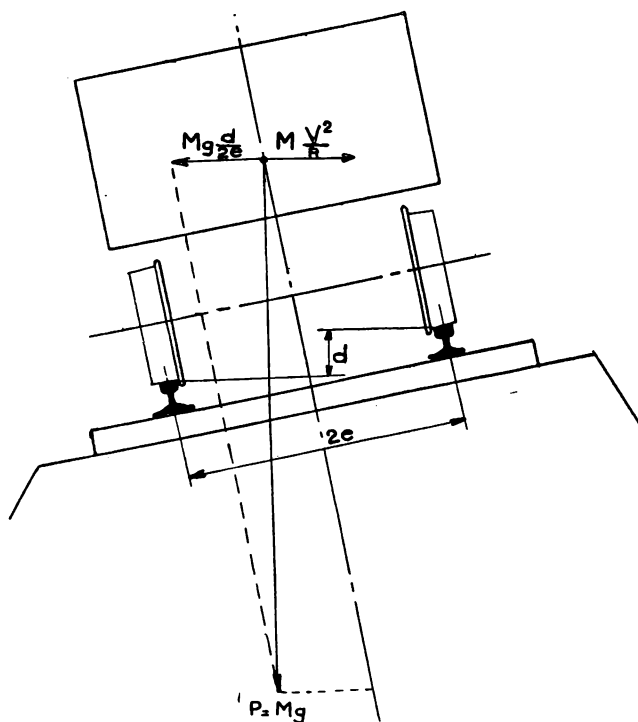


FIG. 7. — Force centrifuge.

Très souvent, on bloque ensemble les éléments de résistance à l'avancement dus à la trajectoire par la considération de la *rampe fictive i* : sur une ligne déterminée, les rampes maxima sont généralement du même ordre de grandeur et les rayons des courbes rencontrées sont homogènes. On peut donc simplifier les calculs en ne considérant que la rampe fictive, égale à la rampe réelle majorée de 1 ou 2 points, pour tenir compte des courbes.

2.2.2.3. Influence de la qualité de la voie (1). — Les chocs dus aux inégalités de la voie absorbent de l'énergie et provoquent des mouvements

1. Par le mot voie, on entendra aussi bien « route » que « voie ferrée ».

de la masse suspendue. Ces mouvements sont amortis par la suspension. Bien entendu, toute cette énergie, dépensée en chaleur dans les roues, les ressorts, les articulations, éventuellement les pneus et l'air de gonflage, etc., est également prélevée sur l'effort moteur. Elle est d'autant plus importante que la voie est plus mauvaise, indépendamment de la fatigue plus rapide des organes dans lesquels elle est dépensée.

2.2.3. Efforts d'inertie - Accélération.

Si M est la masse du convoi, l'effort nécessaire pour vaincre les efforts d'inertie et lui fournir une accélération γ m/s² est :

$$F = M\gamma.$$

On sait, par ailleurs, que la pesanteur est le résultat de l'accélération : $g = 9{,}80$ m/s² due à l'attraction de la terre, et le poids du convoi est :

$$P = Mg, \text{ d'où } M = \frac{P}{g} \text{ et } F = P\,\frac{\gamma}{g}.$$

Si P est exprimé en tonnes, l'effort nécessaire pour fournir l'accélération γ sera donc égal à $1\,000\,P\,\frac{\gamma}{g}$ en kg.

Cette formule n'est rigoureusement exacte que si toutes les masses du convoi sont en mouvement linéaire. Or, il existe toujours un certain nombre de pièces en rotation : essieux, pièces de transmissions, pièces tournantes de moteurs, génératrices, etc., dont la vitesse est liée à celle du convoi.

Si $I_1, I_2, \ldots I_n$ représentent les moments d'inertie de ces pièces autour de leurs axes de rotation respectifs, leurs vitesses de rotation étant ω_1, $\omega_2, \ldots \omega_n$, l'effort nécessaire à l'accélération de l'ensemble du convoi est :

$$F = M + I_1\,\frac{d\omega_1}{dt} + I_2\,\frac{d\omega_2}{dt} \ldots I_n\,\frac{d\omega_n}{dt}$$

Les vitesses de rotation $\omega_1, \omega_2, \ldots \omega_n$ étant toutes proportionnelles à la vitesse V du convoi, leurs dérivées $\frac{d\omega_1}{dt}, \frac{d\omega_2}{dt}, \ldots \frac{d\omega_n}{dt}$ sont proportionnelles à l'accélération γ, qui est la dérivée de la vitesse V.

$$\text{Donc : } F = M\gamma + \Sigma I\frac{d\omega}{dt}$$

$$\text{peut s'écrire : } F = M\gamma + m\gamma,$$

$$\text{en posant : } \Sigma I\frac{d\omega}{dt} = m\gamma,$$

$$\text{ou encore : } F = M\,(1 + \alpha),$$

en remplaçant m par une fraction déterminée de M.

Pour une automobile ou un autorail : $\alpha = 0{,}03$ à $0{,}04$.

L'effort nécessaire à l'accélération est donc égal à : $1\,000\,P\,(1 + \alpha)\,\frac{\gamma}{g}$

2.2.4. Effort de traction total.

Cet effort est donc égal à :

$$P = Pr + KSV^2 + Pi + P\,(1\,000\,\frac{\gamma}{g})\,(1 + \alpha).$$

Il y a souvent intérêt à maintenir groupés ensemble les termes : $Pr + KSV^2$, qui sont pratiquement inséparables et qui, comme on l'a vu, peuvent être déterminés par la mesure de la décélération en palier, moteur débrayé. Il suffit d'écrire dans la formule ci-dessus que l'effort de traction et la rampe i sont nuls. L'accélération devient négative (décélération) et a pour valeur :

$$\gamma' = -\gamma = \frac{g}{1\,000\,P\,(1 + \alpha)}\,(Pr + KSV^2),$$

d'où : $Pr + KSV^2 = 1\,000\,\frac{\gamma'}{g}\,.\,P\,(1 + \alpha).$

Les deux autres termes peuvent également être groupés sous la forme :

$$P\left[\,i + 1\,000\,(1 + \alpha)\frac{\gamma}{g}\right].$$

En effet, si T est, à la vitesse V, l'effort de traction maximum qui peut être appliqué au convoi par l'ensemble moteur + transmission, on a :

$$T = (Pr + KSV^2) + P\left[\,i + 1\,000\,(1 + \alpha)\,\frac{\gamma}{g}\right],$$

d'où :

$$P\left[\,i + 1\,000\,(1 + \alpha)\,\frac{\gamma}{g}\,\right] = T - (Pr + KSV^2).$$

En pratique, le second membre représente donc les possibilités de l'engin moteur en matière d'accélération et d'aptitude à la circulation en rampe [1].

---

1. On peut également, dans la formule donnant l'effort de traction, grouper ensemble les termes faisant intervenir le poids de l'engin. On a alors :

$$T = KSV^2 + P\left[r + i + (1 + \alpha)\,\frac{1\,000\gamma}{g}\right]$$

On peut ainsi, aux différentes vitesses, voir l'influence relative du tonnage et de la résistance de l'air. Il est bien évident qu'il y a toujours intérêt à alléger. Mais cet intérêt devient plus faible aux grandes vitesses, sur des parcours de difficulté moyenne qui sont précisément ceux où on peut atteindre de grandes vitesses. Le confort des voyageurs étant lié, dans une certaine mesure, au poids des véhicules, on en conclura, dans le cas des autorails :

a) qu'il y a intérêt à faire des véhicules légers dont les formes ne sont que sommairement étudiées, pour les lignes secondaires à faible vitesse et à fortes rampes;

b) que, par contre, on peut faire des véhicules plus lourds, mais très bien profilés, pour les relations à très grande vitesse empruntant des lignes faciles.

Entre ces deux extrêmes se trouve, bien entendu, toute une gamme de possibilités.

De même, l'automobiliste n'effectuant que des petits parcours dans une région accidentée préférera, dans une certaine mesure, un véhicule léger sans prétentions de carénage.

2.3. UTILISATION DE L'ENSEMBLE MOTEUR-TRANSMISSION

2.3.1. Courbe d'aptitude en côte.

Si, en effet, nous considérons un engin circulant en palier et en alignement, on a : $i = 0$
et on tire de l'équation ci-dessus :

$$\gamma = \left[\frac{T}{P} - (r + \frac{KSV^2}{P})\right] \frac{g}{1\,000} \frac{1}{1 + \alpha}.$$

γ est donc l'accélération que le moteur est susceptible de donner au convoi lorsqu'il roule déjà à la vitesse V. Autrement dit, c'est la possibilité de *reprise* de l'engin en palier.

Par contre, si le convoi circule sur une rampe de longueur indéterminée et atteint sa vitesse maximum, l'accélération s'annule et l'on a :

$$\gamma = 0 \text{ et } i = \frac{T}{P} - \left(r + \frac{KSV^2}{P}\right) \text{ (1)}.$$

Ceci nous permet de déterminer l'aptitude en côte de l'engin moteur considéré.

Dans les deux expressions ci-dessus, nous voyons apparaître le rapport $\frac{T}{P}$ de l'effort de traction au poids total du convoi. Si l'on exprime l'effort de traction en kg, le rapport $\frac{T}{P}$ est exprimé en kg/t et la formule est homogène. On peut donc construire très facilement la courbe d'aptitude en côte.

En effet, si nous reprenons la courbe B de l'effort de traction T en fonction de la vitesse V (2), mais en rapportant cet effort à la tonne remorquée, nous obtenons une courbe B' représentant $\frac{T}{P}$ en fonction de V.

De même nous pouvons construire la courbe C'' de la résistance intrinsèque par tonne du convoi, $r + \frac{KSV^2}{P}$ en fonction de V.

La différence des ordonnées de ces deux courbes représente, à une vitesse déterminée, soit la rampe maximum susceptible d'être atteinte (aptitude en côte), soit, à un facteur près, l'accélération maximum pouvant être donnée au convoi.

---

1. Si, dans cette expression, T est nul, c'est-à-dire si l'on n'applique aucun effort moteur, il faut que i soit négatif; l'engin circulant sur une longue pente, on peut mesurer directement la somme $r + \frac{KSV^2}{P}$: elle est égale à i quand la vitesse est devenue constante. On a ainsi un moyen de mesurer directement la résistance de base par la mesure des vitesses limites obtenues moteur débrayé sur différentes pentes.

2. Rappelons qu'il s'agit d'une transmission « idéale ».

Si on appelle a_v cette différence, à la vitesse V, on a, en effet :

$$a_v = \frac{T}{P} - (r + \frac{KSV^2}{P}) = i + 1\,000\,\frac{\gamma}{g}(1 + \alpha)$$

$$\text{si : } \gamma = 0,\ i = a_v \text{ (aptitude en côte)}$$

$$\text{et si : } i = 0, \text{ on a : } a_v = 1\,000\,\frac{\gamma}{g}(1 + \alpha),$$

$$\text{d'où } \gamma \text{ (en m/s}^2\text{)} = \frac{g}{1\,000}\,\frac{a_v}{1 + \alpha} = \frac{9{,}8}{1\,000}\,\frac{a_v}{1{,}03} \simeq \frac{a_v}{95}$$

(a_v en kg/t, avec $\alpha = 0{,}03$).

La courbe d'aptitude en côte D est donc une caractéristique essentielle du convoi et représente, en somme, les possibilités de l'ensemble constitué par le moteur et la transmission vis-à-vis du tonnage remorqué (voir *fig. 8*).

2.3.2. Courbes d'utilisation - Puissance nécessaire.

Connaissant l'effort de traction T, on peut déduire la puissance nécessaire à n'importe quelle vitesse; en particulier, en palier ou en rampe lorsque la vitesse est stabilisée, c'est-à-dire lorsque l'accélération est nulle.

Dans ce cas, l'effort de traction est :

$$T = (Pr + KSV^2) + Pi$$

et la puissance nécessaire en kgm/s est :

$$W = TV = V\,[(Pr + KSV^2) + Pi],$$

V étant exprimé en m/s. La puissance en ch est donc :

$$W = \frac{V}{75}\,[(Pr + KSV^2) + Pi].$$

On obtient ainsi pour chaque valeur de i une courbe qui représente, sur la rampe i considérée, la puissance aux différentes vitesses. Ces courbes E s'appellent *courbes d'utilisation* (voir *fig. 9*).

Un cas particulier intéressant est : $i = 0$, qui donne la courbe d'utilisation en palier.

Si l'on rapproche ces courbes de la caractéristique de puissance de l'ensemble moteur + transmission (courbe A), on voit immédiatement quelle est, à tout instant, la puissance disponible lorsque le convoi circule à une vitesse déterminée sur une rampe connue. On retrouve, bien entendu, les valeurs maxima des rampes sur lesquelles peut circuler le convoi à une certaine vitesse. Il y a donc une correspondance immédiate entre la courbe d'aptitude en côte et l'ensemble des courbes de puissance.

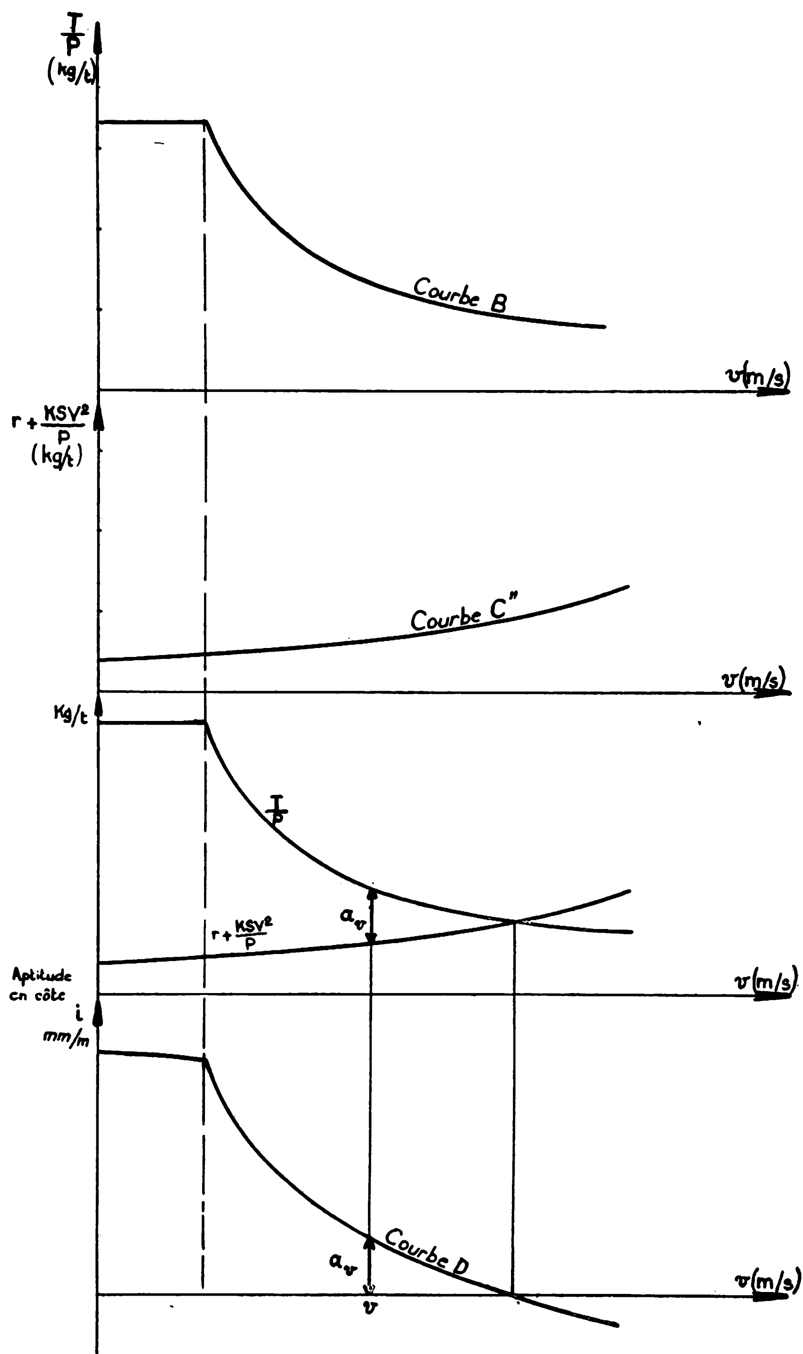


FIG. 8. — Aptitude en côte.

On retrouve donc bien le fait que la courbe d'aptitude en côte caractérise, à elle seule, l'ensemble moteur + transmission + tonnage remorqué (voir *fig. 9*).

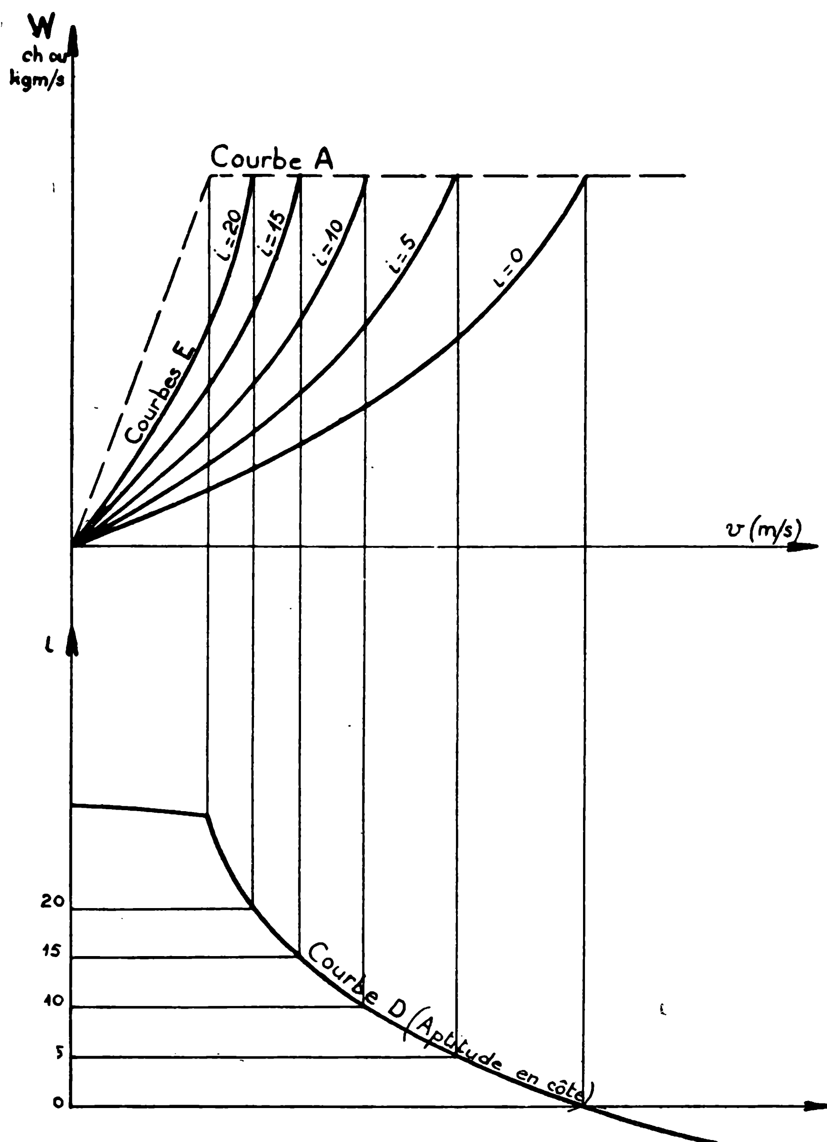


FIG. 9. — Courbes d'utilisation (courbes E) et aptitude en côte.

2.3. 3. Courbes de démarrage.

Il est quelquefois intéressant, pour l'établissement des horaires ou pour la préparation d'une course, par exemple, de connaître :

a) le temps nécessaire pour atteindre une vitesse déterminée sur une rampe déterminée;

b) la distance à parcourir dans les mêmes conditions pour atteindre la même vitesse;

c) l'espace parcouru en fonction d'un temps déterminé.

2.3.3.1. Courbes de la vitesse en fonction du temps. — Ce sont ces courbes que l'on appelle le plus généralement « courbes de démarrage ». Si on appelle a_v la valeur de l'aptitude en côte à une vitesse V, l'accélération susceptible d'être donnée au convoi, sur une rampe de gradient i, est, comme nous l'avons déjà vu :

$$\gamma \simeq \frac{a_v - i}{95}.$$

Nous savons que l'accélération à un instant donné est la limite vers laquelle tend à ce moment la variation de vitesse en une seconde. Autrement dit, c'est la dérivée de la vitesse par rapport au temps. Ce que l'on écrit :

$$\gamma = \frac{dV}{dt}.$$

Il en résulte que la vitesse à un instant donné est l'intégrale de l'accélération à partir du départ [1]. La vitesse V_t obtenue au temps t sur la rampe de gradient i est donc :

$$V = \int_0^t \frac{a_v - i}{95}\, dt;$$

on obtient ainsi des courbes F semblables à celles représentées sur la figure *10*, qui concerne toujours une transmission idéale.

---

1. On peut avoir une idée approchée de ces notions de dérivée et d'intégrale : si, entre la 20e et la 21e seconde qui suivent l'instant du départ, la vitesse augmente de 0,5 m/s, l'accélération entre ces deux instants est de 0,50 m/s par seconde ou 0,5 m/s². Si la variation de vitesse entre deux instants t et t' est ΔV, l'accélération moyenne pendant le temps $\Delta t = t' - t$ est $\frac{\Delta V}{\Delta t}$. On comprend que $\frac{\Delta V}{\Delta t}$ tende vers une limite qui est égale à l'accélération instantanée lorsque ΔV et Δt deviennent très petits tous les deux. Si nous reprenons notre véhicule à la 21e seconde après le départ, nous comprendrons aussi facilement que la vitesse à la 21e seconde est la somme de toutes les augmentations de vitesse qui se sont produites entre l'instant du départ (vitesse 0) et la 1re seconde, puis entre la 1re et la 2e seconde, etc, enfin, entre la 20e seconde et la 21e seconde. Autrement dit, la vitesse à un instant t est la somme des accélérations aux temps 0, 1 s, 2 s, 3 s, etc, jusqu'à t s, à condition que ces accélérations soient mesurées comme on l'a indiqué entre les temps 0, 1, 2, etc., t s. Si on réduit de plus en plus les temps élémentaires, on obtient ce que l'on appelle l'intégrale de l'accélération γ et cette intégrale est égale à la vitesse au temps t, ce que l'on écrit :

$$V = \int_0^t \gamma\, dt.$$

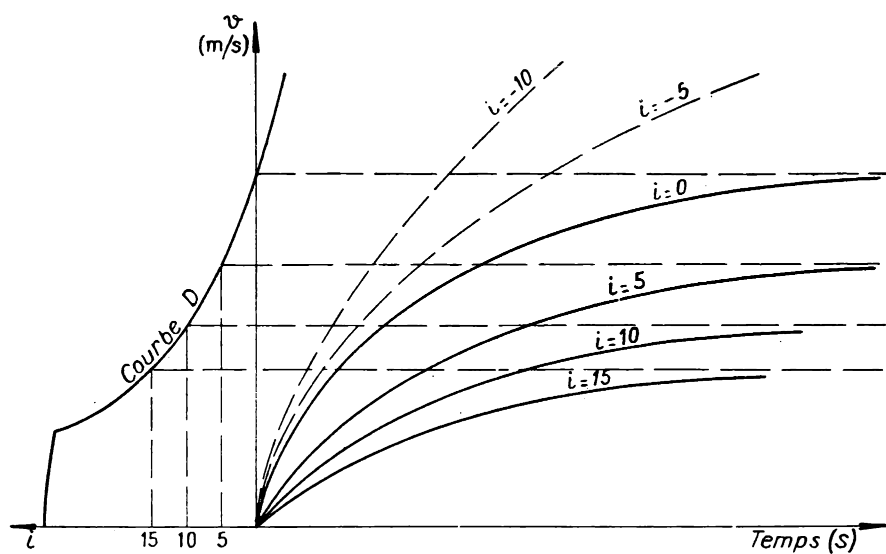


Fig. 10. — Courbes de démarrage (courbes F).

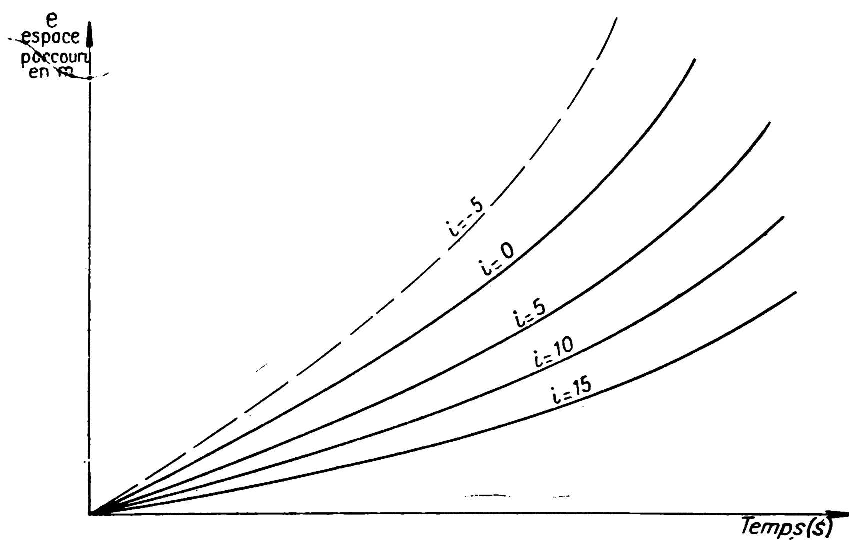


Fig. 11. — Courbes de l'espace parcouru en fonction du temps (courbes G).

Chaque courbe F a une asymptote horizontale. C'est-à-dire que, pour une rampe donnée, il y a une vitesse limite qui n'est atteinte qu'au bout d'un temps infini : nous retrouvons ainsi la courbe d'aptitude en côte, à laquelle nous avons fait subir un changement d'ordonnées, ce qui revient à la faire pivoter d'un angle droit.

2.3.3.2. Courbes de la vitesse en fonction de l'espace parcouru.

2.3.3.3. Courbes de l'espace parcouru en fonction du temps. — La vitesse étant l'espace parcouru en une seconde, il en résulte que l'espace parcouru en un temps t est la somme des espaces parcourus entre les temps 0 et 1 s, 1 s et 2 s, etc.; autrement dit, l'espace parcouru est l'intégrale de la vitesse (ce qui revient à dire également que la vitesse est la dérivée de l'espace parcouru par rapport au temps). De la connaissance de la vitesse en fonction du temps, il est donc facile de déduire l'espace parcouru en fonction du temps d'une part (voir *fig. 11*, courbes G), et en fonction de la vitesse d'autre part (voir *fig. 12*, courbes H). Pratiquement, la courbe de la vitesse en fonction de l'espace parcouru est plus facilement utilisable, ce qui revient à faire un simple changement d'axes de coordonnées (voir *fig. 13*, courbes H').

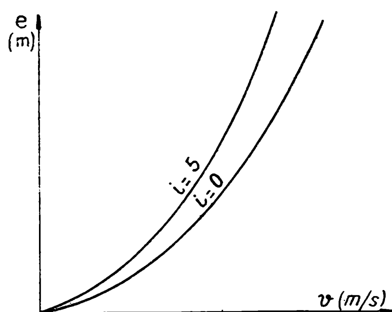


FIG. 12. — Courbes de l'espace parcouru en fonction de la vitesse (courbes H).

Bien entendu, ces courbes sont calculées théoriquement, comme il vient d'être indiqué, mais elles peuvent être relevées expérimentalement

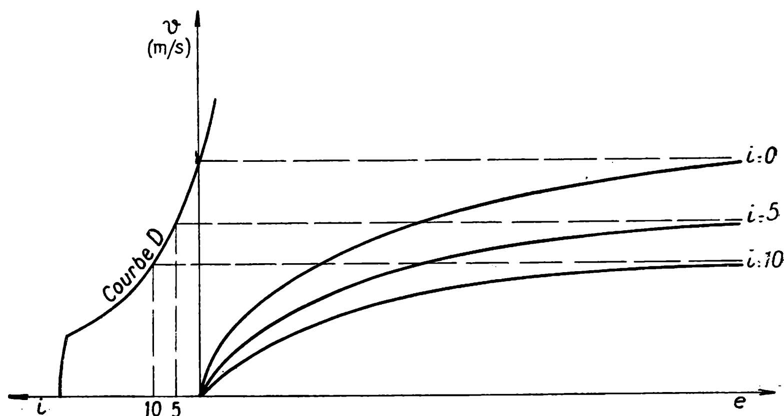


FIG. 13. — Courbes de la vitesse en fonction de l'espace parcouru (courbes H').

d'une façon très simple en mesurant périodiquement pendant le démarrage les vitesses et les espaces parcourus. On peut ainsi comparer les résultats obtenus aux prévisions effectuées à l'occasion de l'étude et de la construction des engins moteurs.

2.4. ADAPTATION DE LA TRANSMISSION AU MOTEUR REGULATION

Supposons que nous disposions d'une transmission idéale, c'est-à-dire pouvant fournir un rapport de démultiplication k absolument quelconque avec un rendement toujours égal à l'unité. Nous avons vu (122) que, pour utiliser au mieux toute la puissance du moteur, la démultiplication devait varier avec l'effort de traction nécessaire T. Un premier rôle de la régulation est donc de déterminer et de réaliser, à tout instant, la démultiplication convenable lorsque le moteur fonctionne à puissance maximum et, par conséquent, à vitesse et couple constants.

Si on appelle C_1 et ω_1 la vitesse et le couple primaires, C_2 et ω_2 la vitesse et le couple secondaires, on doit avoir :

$$C_1\,\omega_1 = C_2\,\omega_2,$$

ω_1 et ω_2 étant liés par la relation $\omega_2 = k\omega_1$ où k est la démultiplication et, d'autre part, C_2 étant lié à l'effort de traction par une relation de la forme :

$$C_2 = a\mathrm{T},$$

où a est une constante ayant la dimension d'une longueur. La régulation doit réaliser en permanence l'égalité :

$$C_1\,\omega_1 = a\,\mathrm{T}\,k\,\omega_1 \text{ ou, enfin, } k = \frac{C_1}{a\mathrm{T}},$$

T étant variable à tout instant. Il est évident que la régulation doit être suffisamment rapide pour que toute variation de T soit compensée par une variation de k, sinon le moteur peut être surchargé ou, au contraire, risquer l'emballement (1).

Il n'est pas toujours nécessaire de fonctionner à la pleine puissance du moteur. Dans le cas où n'est utilisée qu'une fraction de cette puissance, on peut évidemment choisir entre plusieurs types de fonctionnement.

2.4.1. Marche à admission constante.

C'est la solution la plus simple pour l'utilisateur. En général, ce système est utilisé avec une transmission ne comportant qu'un petit nombre de démultiplications fixes (boîte de vitesses) et, par conséquent, ne répondant pas au problème que nous nous sommes posé. Dans ce cas, il n'y a pas, à proprement parler, de régulation, ni sur le moteur, ni

1. En fait, pour parer à toute déficience de la régulation de la *transmission*, qui, dans un grand nombre de cas, n'est assurée que par l'utilisateur lui-même, la plupart des moteurs thermiques de puissance importante comportent un régulateur et un limiteur d'emballement.

sur la transmission. Toutefois, l'étude du fonctionnement à admission constante est intéressante parce qu'elle permet de connaître la variation du couple moteur, de la puissance et du rendement aux différents crans d'admission et, par suite, d'en déduire les lois à appliquer pour obtenir une régulation idéale.

Prenons le cas, par exemple, d'un moteur Diesel et considérons, sur la figure *14*, les courbes représentant, en fonction de la vitesse, la variation des trois grandeurs ci-dessus (couple, puissance et rendement) pour un cran d'injection déterminé. Nous voyons que la courbe I représentant le

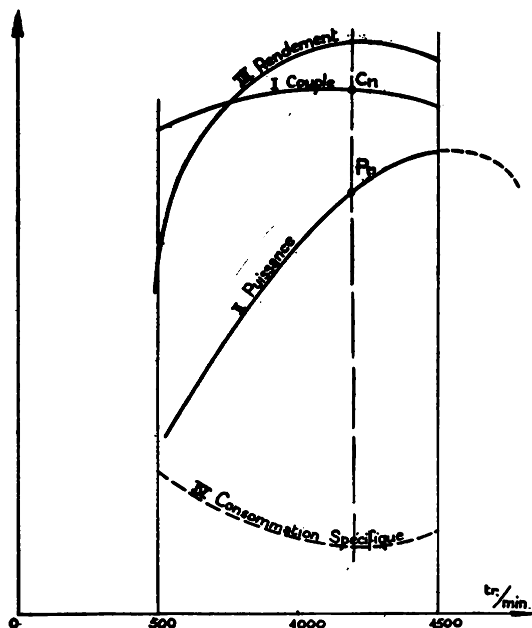


Fig. 14. — Courbes caractéristiques d'un moteur « Diesel » fonctionnant à injection constante (on notera que le couple maximum ne correspond pas obligatoirement au rendement maximum).

couple est sensiblement horizontale, légèrement concave vers le bas. La courbe II de la puissance présente d'abord une partie sensiblement linéaire, puis prend une forme parabolique, incurvée vers le bas. Si le couple était constant, ainsi que le rendement, la puissance serait représentée par une droite issue de l'origine. Le rendement (courbe III) croît d'abord rapidement et présente un maximum, puis diminue à nouveau. On peut également construire sur cette même figure la courbe IV de la consommation spécifique (en grammes de carburant par cheval-heure utile). Elle présente un minimum correspondant au rendement maximum.

De l'examen de ces courbes, on peut déduire que, pour chaque valeur du cran d'injection, il existe une région de fonctionnement correspondant à une vitesse et un couple parfaitement déterminés et, par conséquent, une puissance également déterminée pour laquelle le rendement est maximum [1].

Appelons P_n, V_n et C_n les valeurs optima de la puissance, de la vitesse et du couple correspondant au cran d'admission d'indice *n*. Il existe pour chaque cran d'admission un ensemble de courbes et de valeurs analogues.

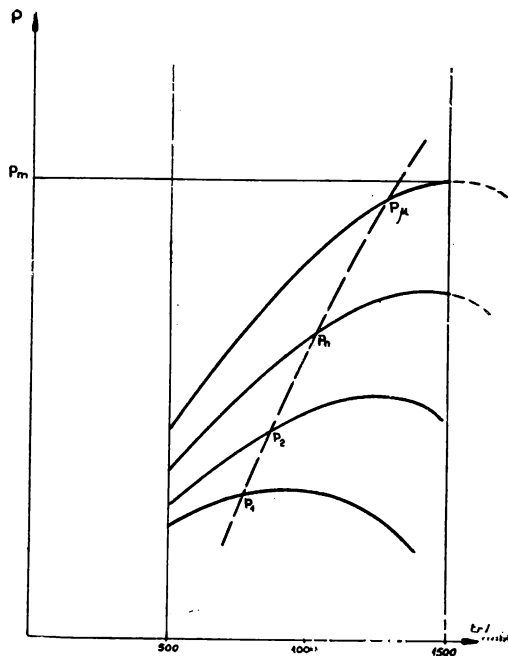


Fig. 15. — Courbes II aux différents cran d'injection. Courbe V.

Nous voyons que, si nous voulons fonctionner à puissance constante, nous aurons intérêt à choisir le cran de fonctionnement pour lequel la puissance demandée est précisément égale à P_n. Si nous voulons fonctionner à vitesse constante V_n, il faudra demander au moteur une puissance égale à P_n ou voisine de celle-ci.

2.4.2. Fonctionnement à vitesse constante.

Il résulte de ce que nous venons de dire que l'on peut faire fonctionner un moteur thermique à vitesse constante V_n avec un rendement conve-

1. En réalité, ces éléments varient :
— avec l'altitude : la perte de puissance est d'environ 11 % pour 1 000 m;
— avec la température ambiante : la perte de puissance est de 2,5 à 3 % par 10° C d'élévation de température.

nable, à condition que la puissance ne varie pas trop autour de la puissance P_n, qui correspond au cran d'injection n, tel que la vitesse de fonctionnement soit égale à V_n.

En effet, si nous indiquons sur chaque courbe de puissance correspondant à un cran d'injection déterminé le point où le rendement est maximum, et si nous considérons sur la même figure l'ensemble des courbes de puissance correspondant aux divers crans d'injection, nous obtenons une série de points qui constituent, en somme, une courbe V de fonctionnement optimum du moteur (voir *fig. 15*). Il y aurait donc intérêt à ce que le moteur travaille en permanence en suivant cette courbe, qui est légèrement inclinée vers les puissances et les vitesses croissantes. Or, fonctionner à vitesse constante et à injection variable revient à suivre une droite verticale d'abcisse V_n. Donc, dans une zone où la courbe V et la verticale V_n ne s'éloignent pas trop l'une de l'autre, on peut considérer que le fonctionnement est satisfaisant (voir *fig. 16*).

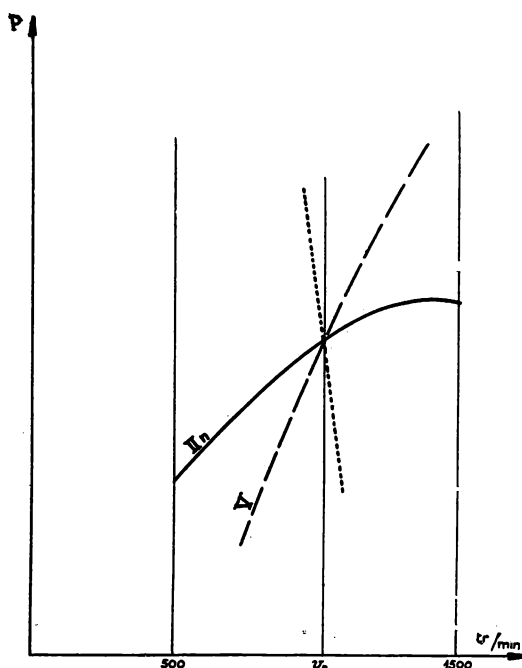


FIG. 16. — Fonctionnement à vitesse constante.

La régulation des systèmes fonctionnant à vitesse constante est relativement facile. En effet, la mesure de la vitesse s'effectue à l'aide de systèmes centrifuges, et on fait varier la vitesse de fonctionnement en réglant la valeur de la force qui est opposée à une composante de cette

force centrifuge. C'est cette méthode de régulation qui est la plus généralement employée sur les machines Diesel-électriques, et *c'est le régulateur du moteur qui est employé également comme régulateur de la transmission.*

Le fonctionnement à vitesse constante est fréquemment imposé par le fait que les moteurs puissants ont des *vitesses critiques* : ce sont celles où il y a résonance entre la fréquence des efforts appliqués au vilebrequin et celles des vibrations de torsion dudit vilebrequin. Il faut éviter de faire fonctionner le moteur à ces vitesses en dehors des régimes transitoires. La régulation s'effectue donc autour d'un petit nombre de valeurs fixes de la vitesse.

2.4.2.1. Statisme et isochronisme des régulateurs. — En réalité, la plupart des systèmes de régulation ne maintiennent pas la vitesse rigoureusement constante : lorsque la charge augmente, la vitesse diminue, et c'est cette diminution de vitesse qui provoque l'augmentation de l'admission, c'est-à-dire de la puissance. La vitesse remonte alors, mais, en général, se stabilise à une valeur légèrement inférieure à la vitesse de départ.

Autrement dit, autour d'un point de coordonnées P_n, V_n, le réglage se fait non pas suivant la droite V_n = constante, mais suivant une droite légèrement inclinée (en pointillés sur la *fig. 16*). Donc, autour d'un régime moyen, la vitesse décroît légèrement quand la puissance augmente. On dit que le régulateur est doué de *statisme*. Théoriquement, celui-ci est défini comme le pourcentage de perte de vitesse correspondant au passage de la charge nulle à la charge totale.

On peut chercher à réaliser des régulateurs *isochrones*, c'est-à-dire assurant le fonctionnement à vitesse constante. On peut réaliser cet isochronisme par deux méthodes principales :

a) le régulateur commande l'admission par l'intermédiaire de servomoteurs tels que l'effort demandé au régulateur est pratiquement négligeable; dans ces conditions, le statisme n'est pas rigoureusement nul, mais il peut être aussi faible qu'on le désire;

b) le régulateur fonctionne avec réglage statique, mais un système *d'asservissement*, en relation également avec la vitesse, déplace la caractéristique statique de façon à toujours ramener le point de fonctionnement sur la droite V_n = constante ([1]).

2.4.3. Fonctionnement à puissance constante.

Il résulte également des constatations ci-dessus que :

— le fonctionnement à puissance maximum n'est pas économique; en effet, la courbe des points de régime optimum n'atteint pas la puissance maximum du moteur;

1. Voir chapitre « Servomécanismes ».

— du fait de l'inclinaison de cette courbe, si l'on veut maintenir la puissance constante, la vitesse doit aussi rester sensiblement constante, sinon le rendement diminue. Comme toute diminution de rendement se traduit par une fatigue supplémentaire du moteur, le fonctionnement à puissance constante se ramène pratiquement à une marche à vitesse et à admission constantes [1].

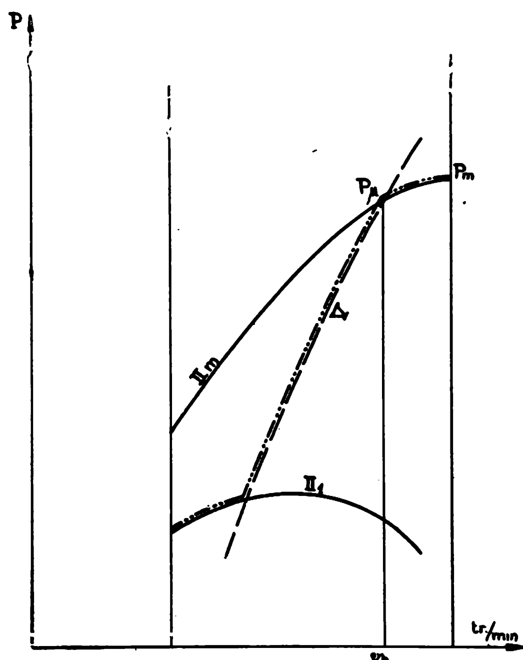


Fig. 17. — **Régulation idéale.**

De l'ensemble de ces considérations, nous pouvons déduire qu'une transmission idéale, complétée par une régulation également parfaite, ferait fonctionner le moteur suivant une courbe constituée par trois éléments (voir *fig. 17*) :

1° au premier cran d'admission au-dessus du ralenti, à puissance croissante jusqu'au point d'intersection avec la courbe V des points de fonctionnement optimum;

2° entre le premier cran d'admission et l'admission maximum, suivant la courbe V;

3° ensuite, suivant la courbe de puissance au cran d'admission maximum.

---

1. Le terme admission doit être pris, suivant qu'il s'agit d'un moteur à essence ou Diesel, avec le sens d'ouverture de l'accélérateur ou d'injection.

Le fonctionnement suivant la 2e partie de cette courbe est seul économique, au point de vue tant de la moindre consommation du combustible que de la moindre fatigue des organes du moteur. On peut donc conclure également que la définition rationnelle de la puissance d'un engin ne devrait pas porter, comme c'est fait généralement, sur la puissance maximum P_m, mais sur la puissance P_μ, qui est la puissance optimum de fonctionnement à injection maximum (en général, P_μ étant de l'ordre de 80 à 90 % de P_m); de même, les moteurs ne devraient pas fonctionner normalement à leur vitesse maximum, mais, au plus, à une vitesse V_μ (V_μ étant également de l'ordre de 75 à 90 % de V_m); le fonctionnement à V_m et P_m devrait être considéré comme exceptionnel et ces grandeurs ne devraient, en aucun cas, servir à définir le moteur.

Enfin, lorsqu'il s'agit d'un engin destiné à une exploitation ferroviaire ou routière, il faut, pour le tracé des horaires par exemple, se réserver une certaine marge de sécurité. Il ne faut donc pas se fixer à P_μ, la différence P_m — P_μ étant beaucoup trop faible pour parer à une réduction de la puissance du moteur due aux usures ou à la défaillance accidentelle d'un injecteur. Il est raisonnable de compter sur une certaine fraction de la puissance et d'admettre qu'en marche normale toutes les performances demandées pourront être obtenues avec une admission de 70 à 80 %, suivant le nombre de cylindres.

CHAPITRE III

PROBLÈMES POSÉS PAR LES TRANSMISSIONS DE MACHINES-OUTILS

3.1. MODE DE TRAVAIL DES MACHINES-OUTILS

La plupart des machines-outils se classent dans deux grands groupes :

— les machines de coupe (tours, fraiseuses, aléseuses, perceuses, étaux-limeurs, raboteuses);

— les machines d'abrasion (meules, lapidaires, rectifieuses).

Ces dernières fonctionnent toujours à vitesse constante. Celle-ci est fixée par le diamètre de la meule, la dureté et la dimension du grain, la nature de l'agglomérant. On donne à la meule la vitesse la plus élevée possible compatible avec sa résistance à l'éclatement, compte tenu d'un coefficient de sécurité convenable (la force centrifuge étant proportionnelle au carré de la vitesse, on calcule la vitesse d'éclatement V_e et on fait tourner la meule à la moitié de cette vitesse, ce qui donne un coefficient de sécurité de 4). Dans quelques cas particuliers, le bâti porte-meule comporte un petit nombre de vitesses différentes.

Les machines de coupe travaillent toutes de façon analogue; les conditions d'usinage sont (voir *fig. 18*) :

a) *la vitesse de coupe V*, ou vitesse linéaire relative de l'outil par rapport à la pièce; elle s'exprime en mètres par minute;

b) *l'avance a*, qui est le déplacement relatif de l'outil par rapport à la pièce après un tour de la pièce (tour), un tour de l'outil (fraiseuse, perceuse, aléseuse) ou une course complète aller et retour de l'outil (étau-limeur) ou de la pièce (raboteuse); l'avance *a* s'exprime en mm par tour pour les machines rotatives ou par course pour les machines alternatives;

c) *la profondeur de passe p;* elle s'exprime en mm.

Des études, dont les premières furent entreprises par Taylor, ont montré l'influence de la vitesse de coupe sur la durée de l'outil entre deux affûtages.

D'autre part, on cherche toujours à obtenir des durées d'usinage aussi faibles que possible. La dépense correspondante est, en général, prépondérante par rapport à la dépense d'affûtage ou de remplacement de

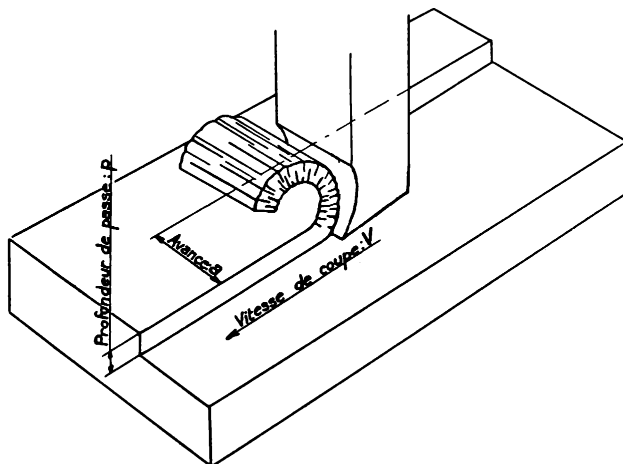


Fig. 18. — Passe d'outil.

l'outil. On est donc conduit à choisir des vitesses de coupe assez élevées. Il faut trouver un compromis pour que les pertes de temps pour remplacement d'outil et les dépenses d'affûtage ne deviennent pas excessives (études du commandant Denis).

On admet souvent, comme vitesse la plus économique, celle qui conduit au remplacement de l'outil au bout d'une heure (machines classiques) ou d'une journée (machines automatiques).

Dans la suite, nous appellerons V_0 la vitesse de coupe considérée comme souhaitable. Cette vitesse varie naturellement avec la nature du corps usiné, la nature de l'outil utilisé et l'arrosage de la pièce en cours d'usinage. Elle varie également avec la section de coupe.

L'effort de coupe a fait également l'objet de recherches et de mesures à l'aide de porte-outils dynamométriques. Ces appareils permettent de mesurer les trois composantes de l'effort de coupe (voir *fig. 19*) :

— composante tangentielle T;

— composante normale N;

— composante d'avance A, perpendiculaire aux deux précédentes.

La plus intéressante de ces composantes est T, qui s'oppose au déplacement de l'outil ou de la pièce. Cette composante varie en fonction de la section de coupe à laquelle elle est sensiblement proportionnelle. On a donc :

$$T = Kap$$

(en fait, K n'est pas constant et croît légèrement en même temps que a et p).

Le coefficient K dépend essentiellement de la résistance à la traction du métal usiné. On admet souvent la valeur approchée :

$$K = (R + 70) \text{ kg/mm}^2.$$

L'effort tangentiel est donc :

$$T = (R + 70)\, ap.$$

3.2. CONDITIONS OPTIMA DE TRAVAIL

Dans la construction d'une machine-outil, on cherche d'abord quelles seront les conditions de travail les plus difficiles. On se fixe ces conditions, *a priori*, si l'on dispose d'une certaine liberté. On connaît ainsi les grandeurs a, p, R, définies précédemment, et on en déduit l'effort de coupe T.

Ayant choisi également une vitesse économique de coupe V_o m/minute, on en déduit la puissance maximum qui devra être fournie par la machine :

$$W_u = \frac{TV_o}{60}$$

en kgm/sec, et, par suite, la puissance globale de la machine, compte tenu du rendement ϱ de la transmission et des puissances différentielles nécessitées par le mouvement d'avance et la pompe d'arrosage :

$$W = \frac{W_u}{\varrho} + \Sigma\, w.$$

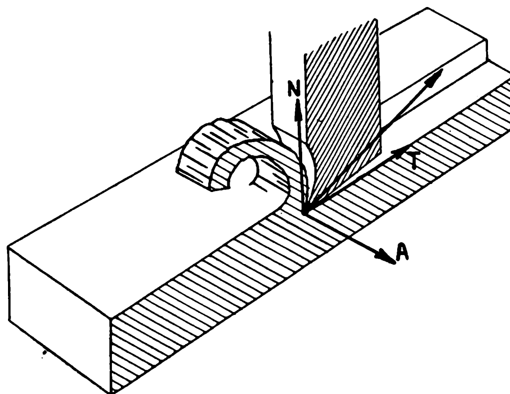


Fig. 19. — Efforts sur un outil de coupe.

La puissance de la machine étant ainsi fixée, il faut ensuite l'utiliser au mieux. De toutes façons, la puissance disponible pour l'usinage reste W_u si le rendement de la transmission est constant.

Lorsque l'on aura à faire des passes d'usinage, la vitesse d'exécution sera aussi élevée que possible. Si le débit de copeaux M, proportionnel au produit apV, est maximum, l'effort de coupe T étant proportionnel à

la section de coupe *ap*, le débit de copeaux est proportionnel à la puissance $\frac{TV}{60}$. On obtiendra donc la plus grande rapidité d'usinage en utilisant en permanence toute la puissance de la machine.

La vitesse de coupe étant fixée, comme on l'a vu ci-dessus, par des conditions d'économie, mais restant variable avec un grand nombre de facteurs, il faut que la transmision permette d'utiliser sensiblement la puissance maximum, quelle que soit la vitesse de coupe.

Pour effectuer des passes de finition, l'effort de coupe est, en général, très faible, l'avance étant limitée pour des raisons de qualité de fini de surface. La vitesse de coupe peut alors être beaucoup plus élevée.

La plupart du temps, au cours d'une opération, les éléments que nous avons définis ci-dessus (vitesse de coupe, avance et profondeur de passe) sont fixés. Par conséquent, il n'y a pas à changer le réglage pour maintenir en cours d'usinage les conditions de travail optima. Parfois, au contraire (tronçonnage au tour), ces éléments varient en fonction les uns des autres. Dans cet exemple, si la démultiplication est constante, la vitesse de coupe diminue au fur et à mesure de l'avance. Dans de tels cas, il faut faire varier la démultiplication pour conserver une bonne utilisation de la puissance.

3.3. DETERMINATION DE LA TRANSMISSION

Considérons une machine sur laquelle nous supposons, momentanément, n'usiner que des pièces constituées d'un même métal, avec des outils tous de même nature.

Nous supposons définie la vitesse d'usinage économique V_o permettant d'utiliser au mieux la machine et l'outillage. Nous désirerons donc que la vitesse de coupe V ne diffère pas de V_o de plus de α %. Ce qui s'écrira :

$$\frac{V_o - V}{V_o} < \alpha.$$

La vitesse de coupe V est proportionnelle à la vitesse de rotation de l'arbre secondaire de la transmission. La vitesse primaire donnée par le moteur étant N tours/minute, la transmission donne, en général, un certain nombre de rapports de démultiplication k_1, k_2... et, par suite, on dispose sur l'arbre secondaire d'un certain nombre de vitesses de rotation n_1 tours/minute $= k_1$ N; $n_2 = k_2$ N, etc.

La vitesse de coupe V est liée également au diamètre D *mm* de la pièce (tour), de l'outil (fraiseuse) ou d'un organe de la machine (raboteuse, étau-limeur).

On a donc : $V = \frac{\pi D}{1\,000} n.$

C'est cette vitesse réelle de coupe V qui doit être voisine de la vitesse économique V_o. Pour qu'elle ne s'en écarte pas de plus de α %, il faudra

que l'échelonnement des rapports donnés par la transmission soit tel qu'entre deux vitesses de rotation successives, n_i, n_j, donnant des vitesses de coupe V_i et V_j, on ait :

$$\frac{V_j - V_i}{V_j} = \frac{n_j - n_i}{n_j} = \frac{k_j - k_i}{k_j} = \alpha, \text{ d'où } \frac{k_j}{k_i} = \frac{1}{1 - \alpha}$$

C'est-à-dire que le rapport d'une démultiplication, à celle immédiatement inférieure, doit être constant et égal à $\frac{1}{1 - \alpha}$. Ce rapport λ s'appelle la *raison* de la transmission. On utilise également le rapport :

$$\lambda' = \frac{1}{\lambda} = 1 - \alpha.$$

Ce raisonnement suppose que le rendement de la transmission est constant ou, si l'on préfère, que l'on dispose d'une transmission idéale de rendement égal à l'unité. Dans la réalité, le rendement varie considérablement avec la démultiplication, le nombre et la disposition des éléments intermédiaires, leur qualité d'exécution, la lubrification, etc.

CHAPITRE IV

DIFFÉRENTS TYPES DE TRANSMISSIONS RÉELLES. RENDEMENT. NOTION DE RAPPORT D'UTILISATION.

4.1. CLASSEMENT DES TRANSMISSIONS

Nous avons vu qu'une transmission idéale permettrait une variation continue du rapport de démultiplication. En traction, cette variation serait commandée automatiquement pour réaliser les conditions que nous avons définies au paragraphe 243. Pour simplifier, nous dirons qu'une telle transmission est continue et automatique; dans un certain nombre de cas, on donne à ces réalisations le nom de variateurs.

Il n'existe qu'un petit nombre de types de transmissions continues. Les autres présentent un nombre déterminé de rapports de démultiplication : elles sont discontinues; l'exemple le plus typique est fourni par la boîte de vitesses à engrenages.

Par ailleurs, on distingue différents types de transmissions suivant la nature des intermédiaires servant à la transmission du couple et de la vitesse :

a) *les transmissions mécaniques*, dans lesquelles la transmission des efforts à tous les étages est faite par le contact de corps solides (boîtes de vitesses à engrenages, variateurs dits à friction);

b) *les transmissions hydrauliques*, dans lesquelles les forces sont transmises par l'intermédiaire d'un fluide, généralement de l'huile; on pourrait également envisager des transmissions pneumatiques dans lesquelles le fluide de transmission serait de l'air ou tout autre gaz plus

ou moins comprimé; d'ailleurs, on peut considérer que certains ensembles moteurs, la turbine à gaz par exemple, sont, en réalité, la combinaison d'un moteur et d'une transmission de ce genre;

c) *les transmissions électriques*, dans lesquelles la puissance motrice est transformée et transportée sous la forme de courant électrique.

Des combinaisons de ces différents types peuvent d'ailleurs être envisagées (boîtes hydromécaniques, par exemple).

4.2. RENDEMENT DES TRANSMISSIONS

Dans l'étude de la transmission idéale, nous avons vu que, si on appelait C_1 et ω_1 le couple et la vitesse primaires, C_2 et ω_2 le couple et la vitesse secondaires, ces données étaient liées par la relation : W_1 (puissance primaire) $= C_1 \omega_1 = C_2 \omega_2 = W_2$ (puissance secondaire).

En réalité, il se produit des pertes dans toutes les transmissions. Ces pertes sont dues :

- dans les transmissions mécaniques et hydrauliques :
  - au frottement des arbres sur leurs paliers, des engrenages entre eux, de l'huile sur les pièces en rotation;
  - à la viscosité des huiles;
- dans les transmissions électriques aux pertes :
  - dans les conducteurs, par effet Joule;
  - dans les diélectriques, par capacité;
  - dans les tôles et, d'une façon plus générale, dans les masses métalliques, par courants de Foucault et par hystérésis.

Du fait de ces pertes, on ne reçoit jamais au secondaire la puissance fournie au primaire et l'égalité ci-dessus devient :

$$W_2 = C_2 \omega_2 = \rho C_1 \omega_1 = \rho W_1;$$

ρ est le *rendement* de la transmission à la vitesse ω_2.

Dans les transmissions de traction, cette vitesse de rotation ω_2 est liée, d'une façon constante, à la vitesse du véhicule V. Il est alors intéressant de connaître le rendement ρ en fonction de V.

4.3. COMPARAISON DES DIFFERENTS TYPES DE TRANSMISSIONS DE TRACTION

4.3.1. Notion de rapport d'utilisation.

A première vue, il semble que la connaissance du rendement en fonction de la vitesse permette aux constructeurs de choisir un type de transmission déterminé en fonction de la puissance du moteur, lorsque la technique de la construction est telle qu'on a le choix entre plusieurs solutions [1]; rien n'est plus faux.

1. Ainsi, dans la zone de puissance de 300 à 600 ch, on construit des transmissions mécaniques, hydromécaniques et électriques.

En effet, la connaissance du rendement ne suffit pas pour dire d'une transmission qu'elle est bonne ou mauvaise. Il est surtout nécessaire de savoir si, compte tenu, non seulement du rendement, mais aussi de la liaison introduite entre la vitesse du moteur et la vitesse de l'engin, elle est bien adaptée à l'un et à l'autre. Une transmission mécanique à engrenages, par exemple, peut avoir un excellent rendement : de l'ordre de 92 à 96 %, exceptionnellement 98 %; cependant, une telle transmission ne permet d'utiliser ces 96 ou 98 % de la puissance totale du moteur qu'à un petit nombre de vitesses bien déterminées.

Nous avons vu qu'une transmission idéale serait définie par les courbes de puissance et d'effort de traction que nous avons appelées courbes A et B, l'effort de traction étant égal à l'adhérence, au démarrage, jusqu'au moment où l'on utilise toute la puissance du moteur, celle-ci restant ensuite constante jusqu'à la vitesse maximum du véhicule.

Prenons une transmission mécanique à quatre vitesses, dont nous supposerons, tout d'abord, le rendement constamment égal à l'unité. Sa courbe de puissance est représentée par la figure *20*. S'il s'agit d'une transmission bien construite, elle sera conçue pour que le moteur tourne constamment dans la même zone de vitesse, par exemple entre 1 000 et 1 500 tours/minute, s'il s'agit d'un moteur à 1 500 tours. Les vitesses seront donc échelonnées de manière telle qu'il y ait toujours le même rapport λ entre les démultiplications successives [1] et, par ailleurs, l'embrayage permettra de passer d'une façon continue de la vitesse 0 à la première vitesse pour le régime minimum du moteur.

Si nous comparons cette courbe A' à la courbe A théorique, nous voyons qu'elle est toujours en dessous de A, sauf en quatre points, où la boîte de vitesses utilise toute la puissance du moteur.

On a d'ailleurs supposé, pour établir la courbe A', que le moteur travaillait à couple constant dans la zone de vitesse choisie, moyennant quoi la puissance dans une telle zone est proportionnelle à la vitesse; d'où la forme en dents de scie de la courbe A', constituée par des segments situés sur des droites issues de l'origine. En général, cette loi n'est pas vérifiée non plus; compte tenu du rendement, la courbe réelle est une courbe A'', également représentée, en pointillés, sur la figure *20*. On voit qu'à une vitesse déterminée V la transmission n'utilise pas toute la puissance qui serait théoriquement disponible sur l'arbre moteur, et ceci à cause, non seulement de son rendement inférieur à l'unité, mais aussi de la liaison impérative que la transmission maintient entre la vitesse V de l'engin et la vitesse ω_1 du moteur.

On peut appeler coefficient ou rapport d'utilisation U à la vitesse V le rapport :

$$U = \frac{LM}{LN}$$

de la puissance réellement utilisée à la puissance disponible. Ce rapport

1. Ce rapport s'appelle la *raison* de la boîte de vitesses.

U est évidemment variable suivant la valeur de V; sa variation est représentée par la figure *21*. La valeur d'une transmission sera caractérisée par la variation de ce rapport U. On en aura une première idée par la connaissance du coefficient moyen d'utilisation U_0, défini comme le

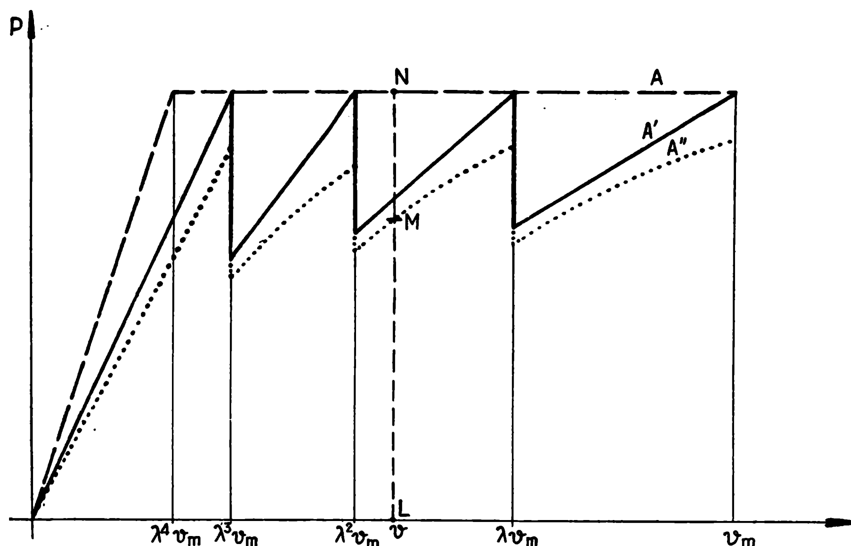


FIG. 20. — Courbe A d'une boîte de vitesses mécanique.

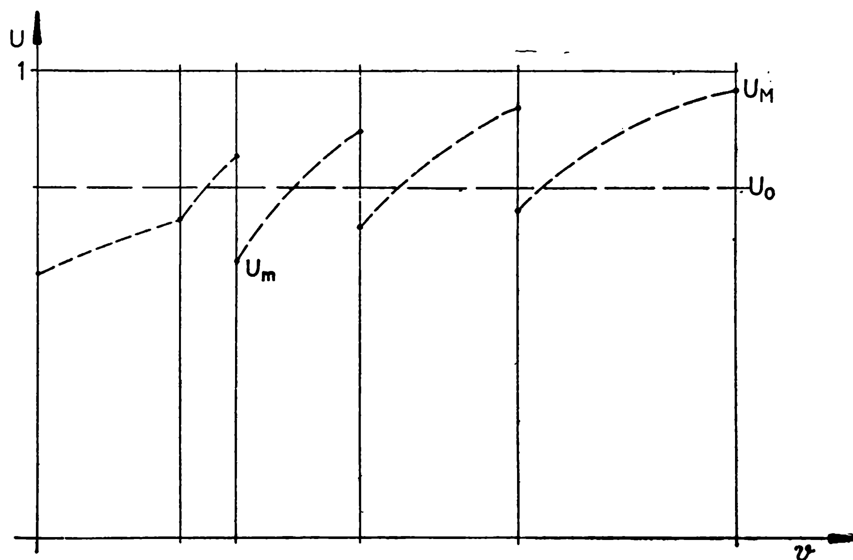


FIG. 21. — Rapport d'utilisation.

rapport des surfaces limitées par les courbes A'' et A, l'axe des vitesses et l'ordonnée de vitesse maximum. Une précision supplémentaire sera apportée par la connaissance des rapports d'utilisation minimum U_m et maximum U_M ce dernier correspondant généralement, sur les boîtes de vitesses classiques, à la prise directe.

On notera, d'ailleurs, que les courbes A et B ne sont complètement connues que si l'on fixe, d'une part, le poids adhérent et le coefficient d'adhérence pour déterminer l'effort moteur maximum au démarrage, d'autre part, la puissance maximum du moteur. La valeur d'une transmission ne devrait donc être examinée qu'en fonction du but à remplir.

Pour simplifier, on peut admettre que, d'une façon générale, une bonne transmission permettrait d'utiliser la puissance maximum à partir d'une vitesse égale à 1/5 de la vitesse maximum sur un autorail ou une automobile, à 1/8 ou 1/10 de V_m sur une locomotive ou un « poids lourd ».

4.3.2. Choix d'un type de transmission.

La comparaison des qualités théoriques des différentes transmissions n'est pas suffisante pour permettre au constructeur de choisir lorsque les possibilités de la technique offrent plusieurs solutions. Il y a lieu alors de faire intervenir d'autres considérations : facilité de conduite, automatisme, possibilité de commande à distance et, éventuellement, de commande simultanée de plusieurs unités, facilité de démontage, prix de revient, coût de l'entretien.

Toutes ces conditions interfèrent plus ou moins entre elles; ainsi, on peut sacrifier, dans une certaine mesure, les facilités de démontage si l'entretien est à peu près nul. Les complications qu'est susceptible d'entraîner la commande à distance doivent être mises en balance avec les facilités d'exploitation qu'elle peut permettre. Il en est de même pour la marche avec plusieurs unités si elle entraîne une diminution du personnel nécessaire. Mais une bonne transmission doit avoir, avant tout, un coût d'entretien aussi faible que possible si son rendement est acceptable.

Il ne faut pas croire que la simplicité conduise obligatoirement à des économies, car, en général, elle ne fait que reporter les difficultés sur l'adresse hypothétique des conducteurs : ainsi, une boîte de vitesses synchronisée est plus compliquée mais subit moins de chocs et, par conséquent, risque moins de se détériorer qu'une boîte ordinaire.

On obtiendra des transmissions présentant un minimum de risques d'avaries :

— par la robustesse des pièces;
— par l'utilisation de matériaux de qualité adaptée au travail demandé;
— par l'interposition de dispositifs destinés, sinon à supprimer, tout au moins à amortir les efforts dynamiques que l'on est pratiquement incapable de calculer.

On construit actuellement :

— *des transmissions mécaniques* sur une gamme de puissance s'étendant de 0 à 500 ou 600 ch, et cette gamme s'étend de plus en plus vers le haut;
— *des transmissions hydromécaniques* jusqu'à 1 000 ou 1 200 ch;
— *des transmissions purement hydrauliques* jusqu'à 250 ch;
— *des transmissions électriques* de 150 à 2 000 ch.

On voit que toutes ces gammes se recouvrent largement et que les différents types sont nettement concurrents. Lorsque l'on compare les prix de revient d'une transmission électrique et d'une transmission hydromécanique de *tenue comparable*, la différence reste assez faible — en général, en faveur de la transmission mécanique — pour que le constructeur puisse hésiter, compte tenu des prix probables d'entretien et des qualités théoriques des deux types. Il sera donc nécessaire de tenir compte du rendement et du rapport d'utilisation de chaque type de transmission avant d'arrêter son choix.

Enfin, d'autres éléments, comme la qualification professionnelle du personnel appelé à se servir des engins étudiés, pourront peser sur la décision.

CHAPITRE V

RAPPEL SUCCINCT DE RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

5.1. ELASTICITE (1)
5.2. DEFORMATIONS DUES AUX CONTRAINTES (1)
5.3. PRINCIPAUX MODES DE TRAVAIL DE LA MATIERE DANS LES TRANSMISSIONS

Les transmissions ont essentiellement pour but de véhiculer et de transformer des couples en rotation.

Nous rencontrerons donc les cas suivants :

— des arbres travaillant à la torsion;
— des axes portant des engrenages, des poulies, des manivelles, auxquels sont appliqués des efforts dissymétriques, travaillant donc à la flexion : d'une façon générale, nous verrons qu'une même fibre est alternativement tendue et comprimée; on dit que l'arbre travaille à la flexion alternée;
— si les pièces tournent à grande vitesse, il y a lieu de tenir compte de la force centrifuge, qui se traduit par un effort de traction;
— dans les carters, les coussinets et, plus généralement, dans toutes les pièces qui ne sont pas en rotation, des efforts de traction, de flexion, de compression et de cisaillement;
— dans les pièces tournantes, la transmission des efforts se fait fréquemment par des contacts (engrenages, galets, portées de coussinets); il est alors nécessaire de connaître la valeur des contraintes développées dans les contacts (lois de Hertz).

D'une façon générale, la résistance des matériaux donne, pour le calcul des contraintes, des lois qui ne sont qu'approchées. Ce calcul n'est possible que dans des cas simples. Très souvent, il y a superposition des forces dues à différentes causes (par exemple, dans un engrenage :

1. Voir annexe I.

effort de traction dû à la force centrifuge, compression locale due au contact entre les dents, flexion de la dent due à l'effort qui lui est transmis). Tant que l'on reste dans le domaine élastique, on peut admettre que les états de contraintes se superposent, et, pour obtenir le mode réel de travail en un point, il faut construire le cercle de Mohr.

5.3.1. Valeur maximum des contraintes admisibles.

Pour qu'une construction soit durable, il faut que les efforts auxquels elle est normalement soumise en service n'y introduisent aucune déformation permanente. Il est donc de règle absolue de ne dépasser en aucun point la limite élastique des matériaux utilisés, tout au moins si ce dépassement risque d'introduire une déformation permanente (en fait, dans certains cas de frettage, il est possible de dépasser cette limite sans qu'il subsiste de déformation après disparition de l'effort).

D'autre part, des incertitudes nombreuses subsistent dans le calcul des contraintes : imprécision des formules, incertitude sur le mode réel de travail, anisotropie de la matière, contraintes résiduelles dues au mode de construction (soudure) ou aux défauts de réalisation, efforts imprévisibles, chocs.

On se donne donc une marge de sécurité et l'on fait travailler la matière à un taux qui n'est qu'une certaine fraction de la limite élastique. On appelle fréquemment coefficient de sécurité le rapport $\frac{L}{R}$ de la limite élastique à la contrainte calculée. Il est évident que la sécurité réelle n'a rien à voir avec ce rapport, qui n'aurait un sens physique que si la contrainte calculée était égale à la valeur vraie.

Au fur et à mesure que l'on peut éliminer toutes les causes d'incertitudes dans le calcul, on peut prendre des coefficients de sécurité de plus en plus faibles sans que la probabilité de destruction augmente.

Il y a donc intérêt, pour utiliser au mieux les matériaux mis à la disposition des ingénieurs et, par suite, dans une certaine mesure, pour obtenir les prix de revient les plus bas, à calculer très soigneusement les pièces, à obtenir une très bonne qualité d'usinage sur des matériaux parfaitement isotropes, à éliminer par des opérations judicieuses les contraintes résiduelles.

5.4. RESULTATS ESSENTIELS DE LA RESISTANCE DES MATERIAUX

5.4.1. Flexion simple.

Considérons un solide prismatique droit à section constante, et supposons-le soumis à un *moment fléchissant* constant M sur chaque section

(*fig. 22*). On montre que la fibre moyenne, définie comme lieu des centres de gravité des sections planes, est déformée suivant un cercle et, en tous ses points, la dilatation est nulle; les sections droites restent planes et les seules contraintes développées sont normales aux sections droites.

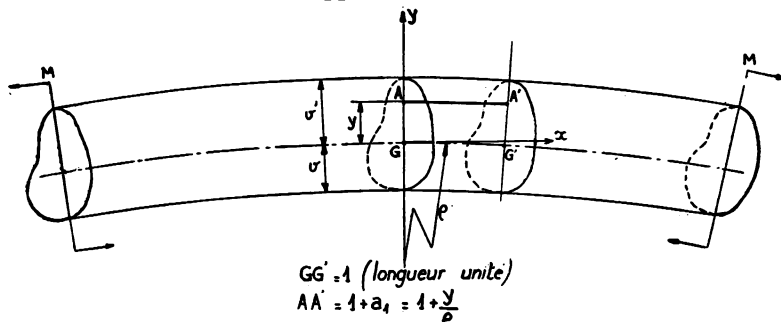


FIG. 22. — Flexion simple.

En prenant un plan de référence dans le plan du cercle de la fibre moyenne et, en appelant ρ le rayon de courbure de cette fibre, on voit que la dilatation a_1, pour une longueur d'unité d'une fibre située à la distance y de la fibre moyenne est :

$$a_1 = \frac{y}{\rho}$$

la contrainte est donc :

$$N_1 = E\, a_1 = E\, \frac{y}{\rho}$$

le couple résultant des contraintes est :

$$M = \iint N_1\, y\, dy\, dz = \iint \frac{E}{\rho}\, y^2\, dy\, dz = \frac{EI,}{\rho}$$

en appelant I le *moment d'inertie* de la section plane par rapport à l'axe Oz passant par la fibre neutre et perpendiculaire au plan de courbure. La contrainte est maximum au point de la section plane le plus distant du plan de la fibre neutre. Si v est cette distance, la contrainte correspondante est :

$$N_1 = E\, \frac{v}{\rho}$$

et, en tirant ρ de la valeur du moment fléchissant :

$$N_1 = M\, \frac{v}{I}.$$

Le diagramme des contraintes est donné par la figure *23*.

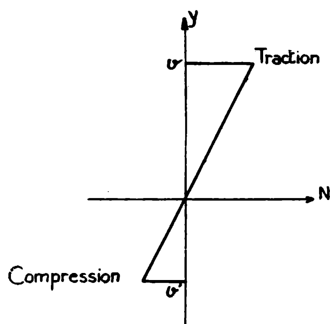


FIG. 23. — Diagramme de contrainte dans la flexion simple.

Le rapport $\frac{I}{v}$ s'appelle *moment ou module résistant* de la section plane (voir sur la figure *24* les formules donnant les moments résistants et les moments d'inertie de quelques sections simples).

Sections		Moment d'inertie I	Valeur de v	Module de résistance $\frac{I}{v}$
Carré	X a X	$\frac{a^4}{12}$	$\frac{a}{2}$	$\frac{a^3}{6}$
Carré	a X X	$\frac{a^4}{3}$	a	$\frac{a^3}{3}$
Carré	X a X	$\frac{a^4}{12}$	$\frac{a\sqrt{2}}{2} = 0{,}707107\ a$	$\frac{a^3\sqrt{2}}{12} = 0{,}11785\ a^3$
Tube carré	A X X a	$\frac{A^4 - a^4}{12}$	$\frac{A}{2}$	$\frac{A^4 - a^4}{6\ A}$
Tube carré	X a X A	$\frac{A^4 - a^4}{12}$	$\frac{A\sqrt{2}}{2}$	$\frac{(A^4 - a^4)\sqrt{2}}{12\ A} =$ $0{,}11785\ \frac{A^4 - a^4}{A}$
Rectangle	b X h X	$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{h}{2}$	$\frac{bh^2}{6}$
Rectangle	b X h X	$\frac{bh^3}{3}$	h	$\frac{bh^2}{3}$

FIG. 24. — Moments d'inertie. Moments résistants.

Rectangle		$\frac{b^3 h^3}{6\,(b^2 + h^2)}$	$\frac{bh}{\sqrt{b^2 + h^2}}$	$\frac{b^2 h^2}{6\sqrt{b^2 + h^2}}$
		$\frac{bh}{12}(h^2 \cos^2 \alpha + b^2 \sin^2 \alpha)$	$\frac{h \cos \alpha + b \sin \alpha}{2}$	$\frac{bh}{6}\left(\frac{h^2 \cos^2 \alpha + b^2 \sin^2 \alpha}{h \cos \alpha + b \sin \alpha}\right)$
Tube rectangulaire		$\frac{BH^3 - bh^3}{12}$	$\frac{H}{2}$	$\frac{BH^3 - bh^3}{6\,H}$
Triangle		$\frac{bh^3}{36}$	$v = \frac{2h}{3}$ $v_1 = \frac{h}{3}$	$\frac{bh^2}{24}$
		$\frac{bh^3}{12}$	h	$\frac{bh^2}{12}$
		$\frac{bh^3}{4}$	h	$\frac{bh^2}{4}$

FIG. 24 (suite)

5.4.2. Flexion avec effort tranchant - Cisaillement.

Reprenons le même prisme, mais supposons qu'on lui applique des forces réparties suivant sa longueur avec une densité p par unité de longueur (p pouvant d'ailleurs être une fonction de l'abscisse x mesurée suivant la fibre moyenne). Coupons, par la pensée, ce solide suivant deux sections droites très voisines AB, A'B' à une petite distance dx l'une de l'autre (*fig. 25*).

Sur la section AB, la résultante des forces extérieures parallèles à p, appliquées au petit solide compris entre AB et A'B', est T et le moment fléchissant M. Sur la section A'B', les résultantes sont :

$$T + dT, \qquad M + dM.$$

En projetant les forces sur la section AB, l'équilibre de cette portion du solide exige :

— $dT = pdx$, pour les forces;

— $dM = T\,dx$, pour les moments;

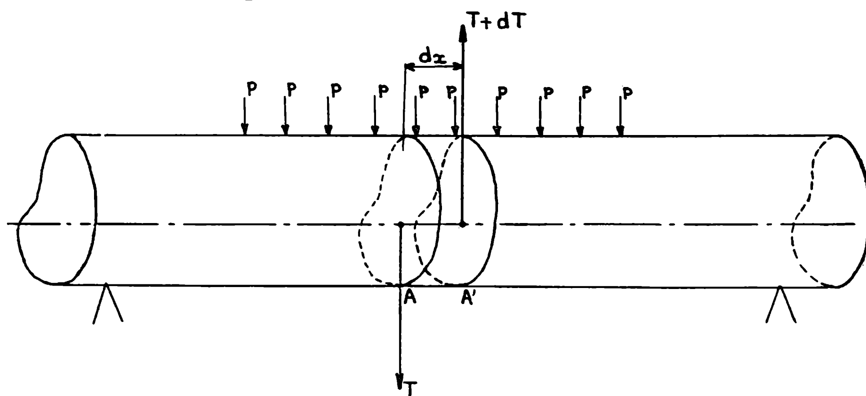


Fig. 25. — Flexion avec effort tranchant.

d'où les deux relations fondamentales :

$$p = \frac{dT}{dx}, \qquad T = \frac{dM}{dx},$$

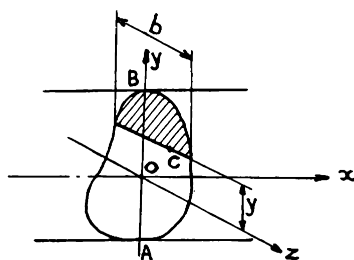


Fig. 26. — Cisaillement de la section AB.

qui entraîne : $p = \frac{d^2 M}{dx^2}$.

L'effort tranchant T donne naissance, dans la section AB, à des contraintes de cisaillement dont la somme est égale à T. On montre que, si b est la largeur de la section droite prise, en un point C, perpendiculairement à la direction de p, la valeur de la contrainte t au point C est :

$$t = \frac{TI'}{Ib}$$

en appelant I' le moment d'inertie par rapport à l'axe OZ de l'aire hachurée sur la figure *26*.

5.4.3. Torsion.

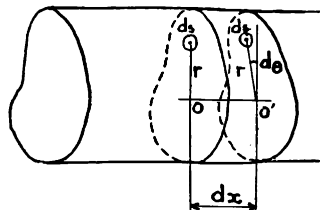


Fig. 27. — Torsion.

Supposons que nous appliquions un *couple de torsion* constant C à notre solide prismatique; toutes les sections se déforment de la même manière. Deux sections situées à une distance dx tournent l'une par rapport à l'autre d'un angle $d\theta$; la rotation par unité de distance $\frac{d\theta}{dx}$ est constante (*fig. 27*).

Tout le long du prisme, les contraintes sont uniquement des contraintes de cisaillement. Les formules simplifiées de la résistance des matériaux supposent que les sections droites restent planes, ce qui n'est rigoureusement vrai que pour des sections circulaires.

Dans ces conditions, considérons dans deux sections infiniment voisines, à une distance dx, les deux éléments de surface ds et ds' de ce prisme qui étaient primitivement en face l'un de l'autre. Leur distance en projection devient, après l'application du couple :

$$r\, d\theta$$

en appelant r la distance de l'élément ds au centre de gravité de la section; $r\, d\theta$ est la distorsion à la distance dx et, par conséquent, la distorsion à la distance unité est :

$$2\, b = \frac{r\, d\theta}{dx}.$$

La contrainte est donc :

$$t = \frac{G\, r\, d\theta}{dx}.$$

Le couple résultant de l'ensemble de ces contraintes est égal au couple appliqué, qui a donc pour valeur :

$$C = \int r\, t\, ds = G \frac{d\theta}{dx} \int r^2\, ds = G \frac{d\theta}{dx} I_0$$

en appelant I_0 le moment d'inertie polaire de la section par rapport à son centre de gravité.

On tire de cette équation la valeur de la contrainte :

$$t = \frac{C\, r}{I_0}$$

et la déformation angulaire par unité de longueur :

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{C}{G\, I_0}.$$

Si v est la distance au centre de gravité de la fibre la plus éloignée, la contrainte maximum est :

$$t = \frac{Cv}{I_0}.$$

Dans le cas de contours non circulaires, ces formules ne sont qu'assez grossièrement approchées; pour le cas assez répandu des sections rectangulaires, de Saint-Venant et Caquot ont calculé les formules suivantes :

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{C\, a^2 + b^2}{G\, a^3\, b^3} \left[0{,}2225 - 0{,}035 \left(\frac{a - b}{a + b} \right)^2 \right],$$

$$t = \frac{C}{ab^2} \left(0{,}601 - 0{,}226 \frac{a - b}{\sqrt{a^2 + b^2}} \right).$$

Dans ces formules, a et b sont les valeurs respectives du demi grand axe et du demi petit axe du rectangle; t est la contrainte maximum au milieu du *grand* côté.

Sections	Moment d'inertie polaire I_p	Module de torsion $\frac{I_p}{v}$	Sections	Moment d'inertie polaire I_p
A, B, a, O	$I_0 = \frac{a^4}{6} = 0{,}1667\ a^4$ $I_A = \frac{2\ a^4}{3}$ $I_B = \frac{5}{12}\ a^4$	$\frac{c^3}{3\sqrt{2}} = 0{,}236\ c^3$	a	$0{,}036\ a^4$ $\frac{I_p}{v} = \frac{a^3}{20}$
A, B, b, h, O	$I_O = \frac{bh\ (b^2+h^2)}{12}$ $I_A = \frac{bh\ (b^2+h^2)}{3}$ $I_B = \frac{bh(4\ b^2+h^2)}{12}$	$\frac{bh^2\sqrt{b^2+h^2}}{4{,}08\ h + 2{,}7\ \frac{b}{h}}$	h, A, b	$I_A = \frac{bh}{12}(b^2+h^2)$
d	$\frac{\pi\ d^4}{32} =$ $0{,}09817\ d^4$	$\frac{\pi\ d^3}{16} =$ $0{,}19635\ d^3$	a	$\frac{5a^4\sqrt{3}}{2} = 1{,}08\ a^4$ $\frac{I_p}{v} = \frac{a^3}{1{,}02}$
a, b	$\frac{\pi\ ab}{64}(a^2+b^2)$	$\frac{\pi\ a^2\ b}{16} =$ $0{,}196\ a^2 b$	a	$3{,}725\ a^4$
a, A	$\frac{A^4 - a^4}{6}$	$\frac{A^4 - a^4}{4{,}8\ A}$	b, e, h	$\frac{e^3}{3}\ (2\ b + h - 1{,}2\ e)$
B, b, h, H	$\frac{BH\ (B^2+H^2) - bh\ (b^2+h^2)}{12}$	$\frac{B^3\ H - b^3\ h}{4{,}8\ B}$	h, e, b	$\frac{e^3}{3}\ (2\ b + h - 2{,}6\ e)$
d, D	$\frac{\pi}{32}\ (D^4 - d^4) =$ $0{,}09817\ (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$ $0{,}19635 \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$	l, e	$\frac{5e}{12}\left(l - \frac{e}{2}\right)^3$
b, h, H, B	$\frac{\pi}{64}\left[BH\ (B^2+H^2) - bh\ (b^2+h^2)\right]$	$\frac{\pi}{16} \cdot \frac{B^3\ H - b^3\ h}{B}$	b, h, e	$\frac{e^3}{3}\ (b + h - 1{,}6\ e)$

Un cas également répandu est celui des tubes minces d'épaisseur constante; dans ce cas, on montre que la contrainte est sensiblement constante dans toute l'épaisseur du tube. Si on appelle e cette épaisseur et S la surface enveloppée par le contour, la valeur de la contrainte est :

$$t = \frac{C}{2e\,S}.$$

Pour un tube de section circulaire : $t = \dfrac{C}{2\,\pi\,r^2\,e}$.

La figure *28* donne les valeurs du moment d'inertie polaire pour quelques formes usuelles. On notera, par ailleurs, sans qu'il soit nécessaire d'en développer les causes, que les sections minces ouvertes ont une résistance à la torsion considérablement plus faible que les sections fermées.

5.5. CALCUL DES PIECES

Les formules de la résistance des matériaux que nous venons de passer en revue permettent de calculer des pièces dans des cas simples et seulement dans ces cas : pièces prismatiques travaillant statiquement à la flexion ou au cisaillement, arbre soumis à un effort de torsion constant, par exemple. Il suffit alors de calculer les contraintes données par les formules et de donner des dimensions telles que ces contraintes restent inférieures, dans une proportion choisie à l'avance, à la limite élastique.

Mais, en général, les formes des pièces ne sont pas simples, les efforts ne sont pas constants et s'appliquent à des élément variables.

5.5.1. Efforts variables - Flexion alternée.

Il est très fréquent qu'un élément de construction mécanique soit soumis à des efforts variables. Par exemple, une dent d'engrenage dans une boîte de vitesses transmet tout l'effort pendant une fraction de tour; elle est alors soumise à une flexion, puis, pendant le reste du tour, ne reçoit ni ne transmet aucune force. Un boulon de bielle est soumis à des efforts qui varient entre deux limites de même sens. Une fibre d'un arbre de transmission portant une poulie, ou un pignon, est soumise à des efforts qui changent de sens (alternativement traction et compression).

La matière supporte d'autant plus difficilement ces variations d'efforts qu'elles sont plus importantes par rapport à l'état moyen et qu'elles sont plus rapides. Ceci est dû au fait que les déformations, même élastiques, provoquent des modifications d'état, variables avec les matériaux, et paraissant plus ou moins liées à des phénomènes d'hystérésis (décalage entre les contraintes et les déformations) et de réactivité (disparition progressive des déformations résiduelles).

Le cas extrême est celui de la flexion alternée. La valeur limite de la contrainte qu'il faut prendre en considération est, non la limite élastique, mais la limite d'endurance, et celle-ci ne peut être déterminée que par l'expérience. On utilise pour cela des éprouvettes de forme spéciale que

l'on fait tourner sous un moment constant : l'éprouvette se rompt au bout d'un certain nombre de tours, qui est une fonction décroissante de ce moment (*fig. 29*).

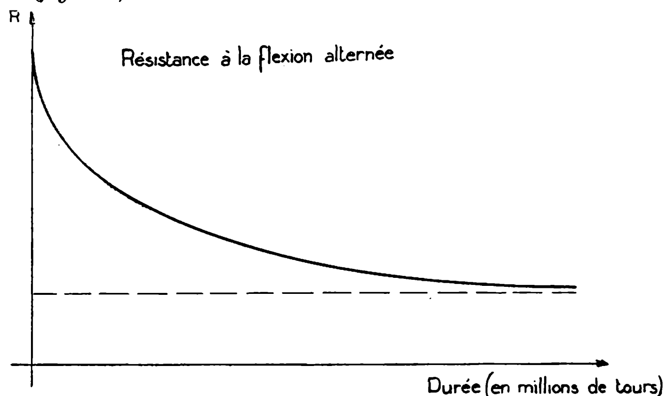


Fig. 29. — Graphique des essais d'endurance à la flexion alternée.

On peut définir ainsi la limite d'endurance comme la valeur asymptotique de la contrainte.

5.5.2. Calcul des pièces par décomposition en éléments simples.

Il arrive fréquemment que l'on ait à calculer des pièces dont la forme s'éloigne des formes simples, mais qui travaillent d'une façon telle que l'on puisse se ramener à des cas connus. Ce sera vrai, en particulier, lorsque les flux de forces et les pièces auront des axes ou des plans de symétrie communs.

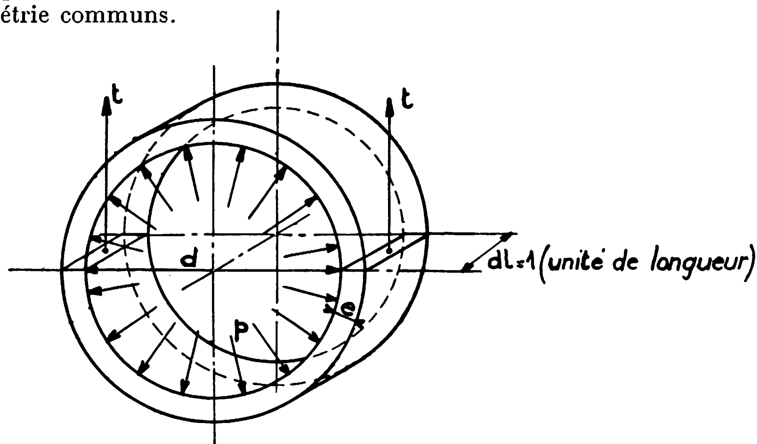


Fig. 30. — Conduite sous pression.

Par exemple, une conduite ou un réservoir cylindrique sous pression se calcule de la façon suivante : on suppose que l'on isole un petit anneau de longueur unité entre deux plans perpendiculaires à l'axe (*fig. 30*). Si p

est la pression, e l'épaisseur des parois et $d = 2\,r$ le diamètre, l'équilibre des forces en projection sur un plan diamétral donne :

$$2\,te = \int_0^{\pi} p\,ds \sin\alpha = \int_0^{\pi} p \,.\, rd\alpha \,.\, \sin\alpha = 2\,pr = pd,$$

d'où : $t = \frac{pd}{2e}$.

Le calcul d'une roue à la force centrifuge pourra se faire suivant le même principe : on écrira que l'anneau le plus externe résiste à cette force considérée comme une pression. Dans certains cas, on pourra également faire intervenir la résistance à la traction des rayons, en partageant, par symétrie, les efforts entre eux.

5.5.3. Efforts au contact de deux corps.

Les transmissions d'efforts par contact entre deux corps sont très nombreuses, soit qu'il y ait glissement et roulement (engrenages), soit qu'il y ait seulement roulement (galets, bandage et rail, pneu et route) de l'un des corps sur l'autre.

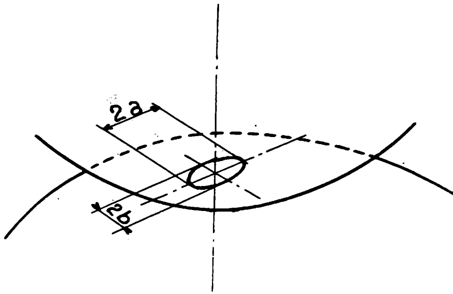


Fig. 31. — Contact de deux corps pressés.

Les études de Hertz et de Boussinesq montrent que, d'une façon générale, le contact se fait suivant une petite ellipse (*fig. 31*). Si a, b sont les demi-axes de cette ellipse et P l'effort total de pression, la pression moyenne au contact est :

$$p = \frac{P}{\pi\,ab}$$

et la pression maximum au centre de l'ellipse a pour valeur :

$$p_m = \frac{3}{2}\,p = \frac{3\,P}{2\,\pi\,ab}.$$

a et b sont données par les formules suivantes :

$$a = m\,\sqrt[3]{\frac{3}{2}\,\frac{P\,(k_1 + k_2)}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2}}}$$

$$b = \frac{n}{m}\,a.$$

R_1, R'_1 étant les rayons de courbure principaux du premier corps; R_2, R'_2 étant les rayons de courbure principaux de l'autre. R_1, R'_1, R_2, R'_2 sont positifs lorsque le centre de courbure est situé à l'intérieur du corps considéré, négatifs dans le cas contraire.

$$k_1 = \frac{1 - \sigma^2{}_1}{E_1}, \quad k_2 = \frac{1 - \sigma^2{}_2}{E_2}.$$

σ_1, E_1 étant le coefficient de Poisson et le module d'élasticité du premier corps; σ_2, E_2 les mêmes quantités pour le second.

D'autre part, si ψ est l'angle que font entre elles les directions principales correspondant à R_1 dans le premier corps et à R_2 dans le second, l'angle φ défini par la relation :

$$\cos\varphi = \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1}\right)\left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2}\right)\cos 2\psi}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2}}}$$

permet de déterminer les deux coefficients m et n par les courbes de la figure *31 a.*

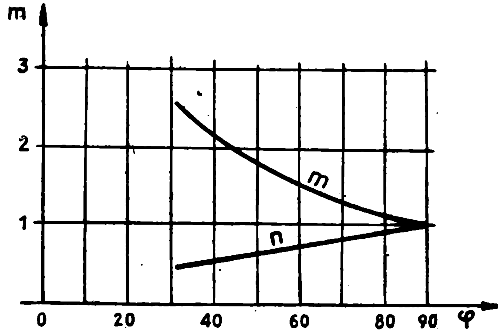


FIG. 31 *a.* — Coefficients m et n.

CAS PARTICULIERS

a) Contact de deux sphères de même nature.

$$(\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma, \ E_1 = E_2 = E)$$
$$R_1 = R'_1 \qquad R_2 = R'_2.$$

On a, par conséquent : $\cos\varphi = 0$ $\qquad \varphi = 90°$ $\qquad m = n = 1$

$$a = b = \sqrt[3]{\frac{3\,(1 - \sigma^2)}{2\,.\,E} \cdot \frac{P}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}}$$

$$p_m = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi\, ab} = \sqrt[3]{\frac{3\,E^2\,P}{2\,\pi^3\,(1 - \sigma^2)^2}\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)^2}$$

Lorsque l'une des sphères devient un plan $R_2 = \infty$

$$a = b = \sqrt[3]{\frac{3\,(1 - \sigma^2)}{2\,E}\,P\,R_1}$$

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{3\,E^2\,P}{2\,\pi^3\,(1 - \sigma^2)^2\,.\,R_1^{\,2}}}$$

b) Contact de deux cylindres de rayons R_1 et R_2 d'axes parallèles.

$\varphi = 0$ $\quad R'_1 = R'_2 = \infty$ $\quad$ dans ce cas :

$\cos\varphi = 1$ $\quad \varphi = 0$ et l'on a : $m = \infty$ $\quad n = 0.$

La surface de contact se réduit à un rectangle de largeur finie 2 b. On peut alors montrer que l'on a :

$$p_m = \sqrt[2]{\frac{4\,(k_1 + k_2)\,.\,P'}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}}$$

$$p_m = \frac{2\,P'}{\pi\,b}$$

P' étant la force appliquée aux deux cylindres par unité de longueur de génératrice.

CHAPITRE VI

ÉLÉMENTS COMMUNS DES TRANSMISSIONS

ACCOUPLEMENTS - EMBRAYAGES ENGRENAGES - ROUES LIBRES - COURROIES CHAINES

6.1. CHAINE DE TRANSMISSION

Entre le moteur, qui fournit un certain couple primaire à l'extrémité du vilebrequin, et l'arbre récepteur, sont interposés toute une série d'éléments qui ont pour rôle de transmettre et de transformer le couple moteur.

Là encore, les transmissions de traction sont les plus complexes : comme le moteur est fixé au châssis de caisse, ou quelquefois au châssis de boggie, c'est-à-dire qu'il est *suspendu*, alors que l'essieu ne l'est pas, ces deux éléments sont susceptibles de déplacements assez divers l'un par rapport à l'autre. L'ensemble des organes dont nous avons parlé doit donc non seulement transmettre et transformer le couple moteur, mais être susceptible de déformations permettant la transmission du couple malgré les mouvements relatifs du moteur et de l'essieu; cet ensemble d'organes constitue une *chaîne de transmission.*

Prenons, à titre d'exemple, un autorail de construction Renault, type ABJ, avec moteur dans la caisse; la chaîne de transmission comprend (*fig. 32*) :

— à la sortie du moteur un *embrayage* entraînant l'arbre primaire de la boîte de vitesses;

— la *boîte de vitesses* comprenant elle-même plusieurs *trains d'engrenages;*

— un *inverseur* à pignons coniques;

— une *descente de mouvement*, également à pignons coniques, dont le but est simplement de restituer au niveau du boggie le couple issu de la boîte de vitesses à hauteur du châssis de caisse;
— à la sortie de la descente de mouvement, *un accouplement flexible* entraîne un arbre de longueur variable. Ce dernier commande l'arbre d'entrée *du pont moteur principal* par l'intermédiaire d'un nouvel accouplement flexible;

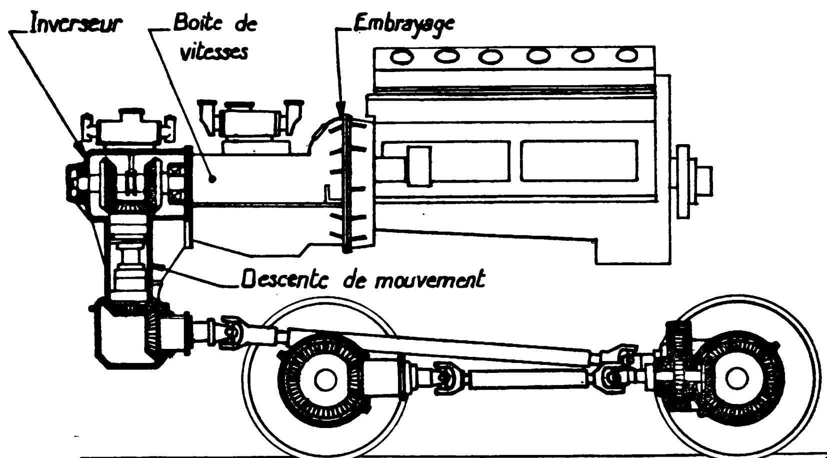


FIG. 32. — Transmission d'autorail ABJ (Renault).

— cet arbre d'entrée commande *un pont d'engrenages* coniques par l'intermédiaire *d'un réducteur* à engrenages droits;
— ce réducteur entraîne également *un pont moteur secondaire* par l'intermédiaire *d'un arbre de transmission* placé entre deux accouplements flexibles ou semi-rigides (1).

Nous pouvons donc rencontrer dans une chaîne de transmission les éléments suivants :
— des accouplements ou joints rigides, semi-rigides ou flexibles;
— un embrayage (quelquefois plusieurs dans certaines boîtes de vitesses à embrayages multiples);
— des couples d'engrenages de toute nature : couples droits, coniques, couples à vis tangente, hypoïdes;
— des arbres coulissants;

1. Sur un véhicule routier, la chaîne de transmission comprend des éléments analogues; toutefois, le pont moteur comporte en plus un système de différentiel qui permet aux roues motrices de tourner à des vitesses différentes sur une trajectoire en courbe.
Sur un engin sur rail, la question ne se pose pas : les deux roues sont solidaires d'un même essieu et les courbes ont des rayons suffisants pour que les différences de chemin parcouru soient absorbées par la conicité des bandages ou, dans des cas exceptionnels, par des pseudo-glissements.

— le groupement de ces différents éléments en organes d'ensemble, tels que boîtes de vitesses, descentes de mouvement, ponts moteurs, etc.;
— sur quelques engins, des systèmes de roue libre.

Sur différents types de transmissions, un certain nombre de ces organes peuvent manquer ou être remplacés par d'autres; par exemple, une transmission électrique pourra comporter des accouplements (entre moteur thermique et génératrice), ou des trains d'engrenages pour la transmission de l'effort du moteur électrique à l'essieu. Bien entendu, elle comportera également une ou plusieurs génératrices et un ou plusieurs moteurs électriques reliés entre eux par des câbles et un appareillage électrique de commande.

6.2. ACCOUPLEMENTS

Un accouplement est un organe chargé de transmettre un couple d'une façon *permanente*. Dans les chaînes de transmission entraînées par des moteurs thermiques, le couple reçu au départ n'est pas constant, mais présente des variations assez importantes dans un cycle, variations

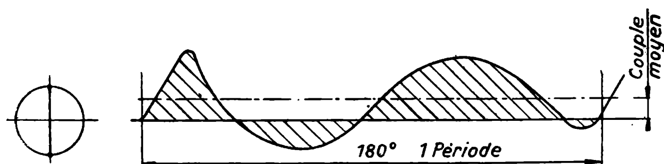


FIG. 33. — 4 cylindres $\frac{140}{180}$, 80 ch, n = 1 250, p_e = 5,2 kg/cm².
Moteur en ligne.

dues à la succession des temps moteurs et des temps résistants dans chaque cylindre (*fig. 33, 34, 35*, les diagrammes des couples moteurs et résistants sur une période pour différents types de moteur).

Malgré la présence du volant, qui a pour effet de régulariser, autant que possible, ce couple moteur, et du damper, dont le rôle est d'absorber les vibrations de torsion que ces irrégularités risquent de donner et de faire transmettre par le vilebrequin, une fraction de ces irrégularités cycliques doit être absorbée par la chaîne de transmission, l'effort résistant étant sensiblement constant.

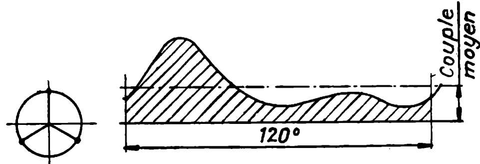


FIG. 34. — 6 cylindres $\frac{140}{180}$, 180 ch, n = 1 500, p_e = 6,5 kg/cm². *Moteur en ligne.*

Il existe certains accouplements capables de restituer un couple moins irrégulier que celui qui

leur est fourni. On est donc amené à distinguer différentes sortes d'accouplements :

a) *accouplements rigides :* ce sont ceux qui ne permettent aucune modification du couple moteur;

b) *accouplements semi-rigides :* ce sont ceux qui, interposés entre deux arbres alignés ou très sensiblement tels, sont capables d'absorber une certaine part des variations du couple;

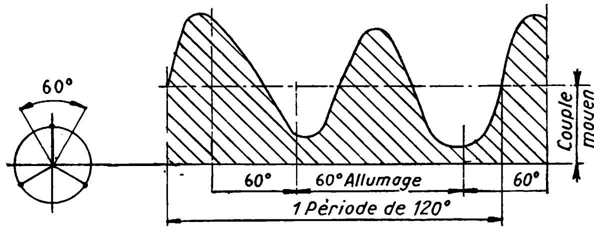


FIG. 35. — 12 cylindres $\frac{165}{180}$, 950 ch, n = 1 500,

p_e = 12 kg/cm². *Moteur en V, calé à 60°.*

c) *accouplements flexibles :* ce sont ceux qui permettent la transmission des mouvements entre deux arbres concourants, mais non alignés; en général, ces accouplements ne permettent pas d'absorber les irrégularités du couple moteur.

6.2.1. Position relative de deux arbres.

Dans le cas le plus général, deux arbres, entre lesquels il doit y avoir transmission de mouvements, occupent, l'un par rapport à l'autre, une position caractérisée par deux grandeurs (*fig. 36*). Ce sont :

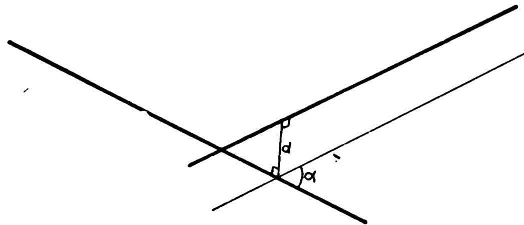


FIG. 36. — Position relative de deux arbres.

— la distance minimum *d* entre leurs axes géométriques, mesurée sur la perpendiculaire commune à ces deux axes;
— l'angle α entre les deux axes, mesuré entre l'un d'eux, et une parallèle à l'autre passant par un point O du premier.

Deux arbres sont *alignés* si *d* et α sont rigoureusement nuls; dans ce cas, les deux arbres sont reliés par un accouplement rigide. En fait, de

petites tolérances peuvent être admises grâce au jeu qui existe dans les paliers ou dans l'accouplement lui-même. Mais les valeurs de d et α doivent rester très faibles (quelques centièmes de mm pour d, par exemple).

Si d reste sensiblement nul (quelques dizièmes de millimètre au plus), et si α doit prendre une valeur faible, mais susceptible de varier légèrement (quelques minutes ou, au maximum, quelques degrés), il y a lieu d'utiliser un accouplement semi-rigide (genre Flector).

Si d reste toujours sensiblement nul, et si α prend une valeur importante, il est nécessaire d'utiliser un accouplement flexible, genre joint de Cardan. Si α prend des valeurs très importantes, mais constantes, le joint de Cardan n'est plus utilisable et il faut se servir d'engrenages coniques. C'est le cas, tout particulièrement, lorsque l'angle α est droit.

Si d prend une valeur assez importante, mais variable, α restant assez faible (cas des moteurs électriques de traction entièrement suspendus), les arbres doivent être reliés par des accouplements que l'on peut appeler « pseudo-concentriques ».

Si d prend une valeur importante, ainsi que α, les axes doivent être reliés entre eux par un couple d'engrenages et plusieurs cas peuvent se présenter :

— si α est nul (axes parallèles), il faut utiliser un train d'engrenages cylindriques droits (ou hélicoïdaux à axes parallèles);
— si l'angle α est droit, on peut utiliser soit un couple à vis tangente, soit un couple d'engrenages « hypoïd »;
— enfin, si l'angle α est quelconque, la transmission doit encore se faire par engrenages hélicoïdaux, qui prennent alors le nom d'hyperboloïdes (du fait que la rotation de l'axe II autour de l'axe I engendre une surface qui est un hyperboloïde de révolution).

6.2.2. Accouplements rigides.

L'accouplement le plus simple s'obtient à l'aide d'embouts cannelés; l'un des arbres comportera à son extrémité un alésage cannelé intérieurement, le bout mâle comportant des cannelures de dimensions légèrement inférieures à celles de l'arbre femelle.

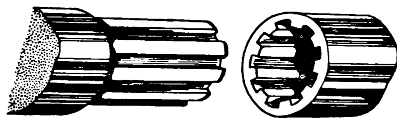


Fig. 37. — Accouplement à cannelures.

Ce type d'accouplement permet de légères tolérances sur l'alignement et le parallélisme des axes. Mais il y a intérêt à ce que les jeux et, par suite, les tolérances soient aussi limités que possible, de façon à éviter les chocs qui entraînent le matage ou le cisaillement des cannelures (*fig. 37*).

Les accouplements à cannelures présentent l'avantage d'être facilement démontables. Une variante de ce type, constituée par le système américain Fast et sa réplique anglaise Moss, comporte deux engrenages, l'un

intérieur, l'autre extérieur, de même module et de même diamètre primitif théorique, placés l'un dans l'autre et calés, l'un sur l'arbre menant, l'autre sur l'arbre mené (*fig. 38*).

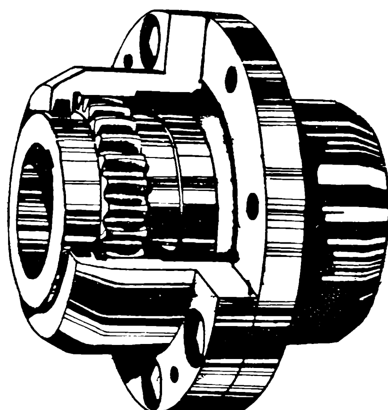


Fig. 38. — Accouplement « Moss ».

Un perfectionnement notable des accouplements à cannelures est réalisé par les montages « Polygon » (*fig. 39*), dans lesquels on supprime tout jeu et tout angle vif.

Il existe également des accouplements à chapes ou à tournevis (joint d'Oldham) (*fig. 40*). Ils tolèrent un certain excentrement s'ils sont convenablement graissés, sous réserve que l'un au moins des facteurs couple et vitesse soit faible.

Lorsque les puissances à transmettre sont très élevées ou lorsque l'accouplement n'a pas besoin d'être démonté fréquemment, les bouts d'arbres comportent des brides ou des flasques qui sont boulonnés entre eux, quelquefois avec interposition d'une rondelle plus ou moins plastique.

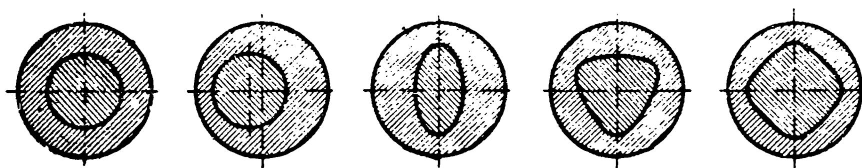


Fig. 39.

L'accouplement de deux arbres de même diamètre et parfaitement alignés peut se faire très simplement à l'aide d'un manchon cylindrique monté avec serrage, mais le démontage risque d'être difficile. S. K. F. a

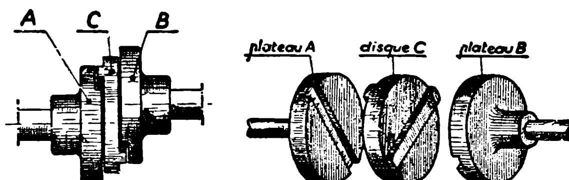


Fig. 40. — Ensemble et pièces séparées d'un joint d'Oldham.

breveté récemment un procédé de décalage par pression d'huile : les arbres sont forés pour permettre l'arrivée d'huile sous pression élevée

(100 kg/cm²) dans la surface de séparation entre l'arbre et le manchon. Ce dernier est alors dilaté et se décale aisément (*fig. 41*).

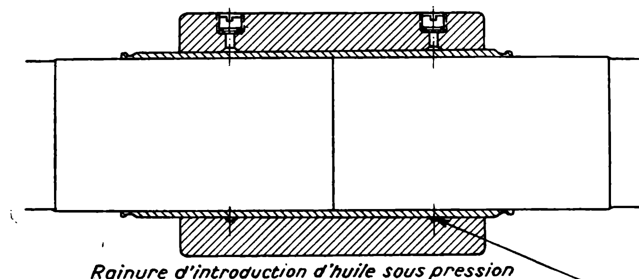


FIG. 41. — Manchon « S. K. F. ».

La fixation sur un arbre d'un flasque, d'un engrenage, de la cuvette intérieure d'un roulement, etc., fixation qui est, en quelque sorte, un accouplement, peut se faire de différentes façons :

— emmanchement à la presse sur portée cylindrique et simple serrage des pièces l'une sur l'autre;
— emmanchement conique avec serrage;
— emmanchement cylindrique ou conique avec serrage limité, mais avec clavetage (ce procédé tend à être de plus en plus abandonné par suite des contraintes élevées qu'introduisent les logements destinés aux clavettes);
— emmanchement cylindrique avec serrage réalisé soit par dilatation de la pièce femelle (chauffage ordinaire, bain d'huile chaude, etc.), soit par contraction de la pièce mâle (dans l'air ou l'azote liquide, par exemple).

Les montages avec cannelures sont généralement réservés à des pièces coulissantes (baladeurs de boîtes de vitesses).

6.2.3. Accouplements semi-rigides.

On les obtient en interposant entre des pièces convenablement fixées aux embouts des arbres à raccorder, des éléments élastiques susceptibles de se déformer et, éventuellement, d'absorber une certaine quantité de travail pour éliminer les irrégularités du couple moteur. Ces systèmes sont extrêmement nombreux et donnent satisfaction avec les moteurs électriques.

Mais on peut dire que, jusqu'à présent, le problème de l'accouplement à la sortie du moteur Diesel n'est pas résolu. En effet, l'énergie due aux variations du couple s'emmagasine dans les éléments élastiques intermédiaires et y disparaît, soit sous forme de chaleur, soit en provoquant des modifications de la constitution de ces éléments. Par suite, ceux-ci perdent rapidement leurs propriétés et deviennent soit plastiques, soit rigides. Dans les deux cas, ils ne jouent plus leur rôle et l'énergie dépensée

est reportée sur d'autres pièces (arbres, doigts d'accouplement, etc.) dont la structure se modifie et qui périssent par fatigue.

On peut distinguer :

— *les accouplements élastiques homogènes*, dans lesquels les éléments élastiques sont constitués par des ressorts en acier (ressorts en hélice ou

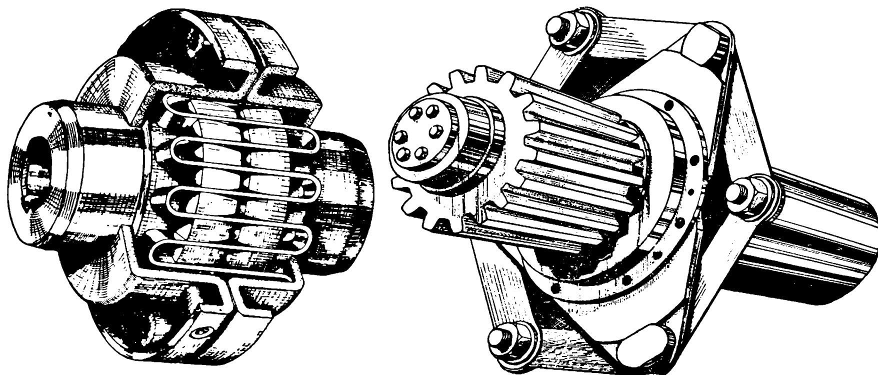


Fig. 42. — Manchon « Citroën ». Fig. 44. — Entraînement « Oerlikon ».

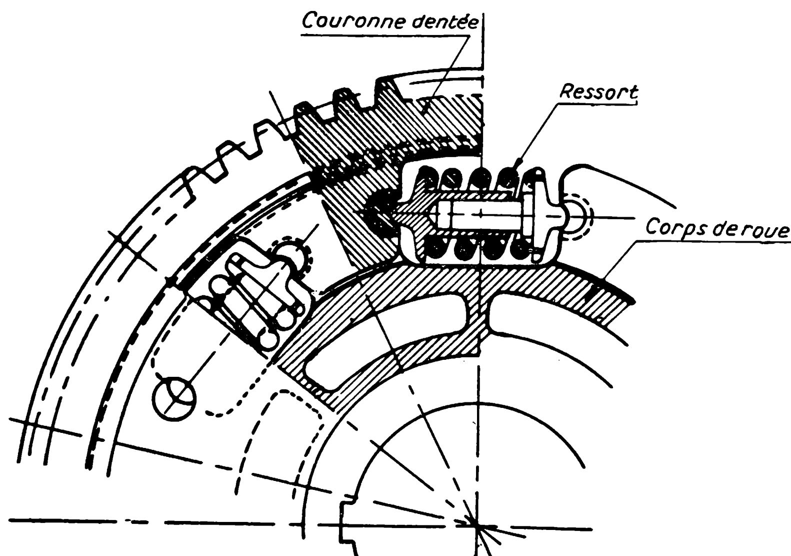


Fig. 43. — Pignon élastique.

lames élastiques); à titre d'exemple : manchon Citroën ou Bibby, pignon élastique, entraînement Oerlikon, accouplement élastique S. A. T. (*fig. 42, 43, 44, 45*);

— *les accouplements élastiques hétérogènes*, dans lesquels la matière chargée d'amortir les variations du couple est constituée par du caoutchouc,

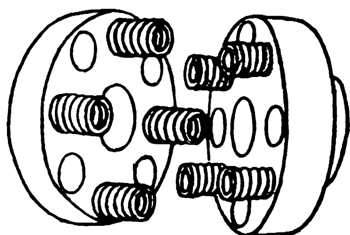


FIG. 45. — Accouplement « S.A.T. ».

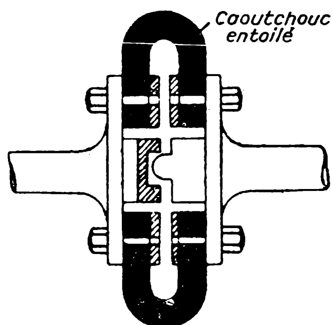


FIG. 46. — Flector.

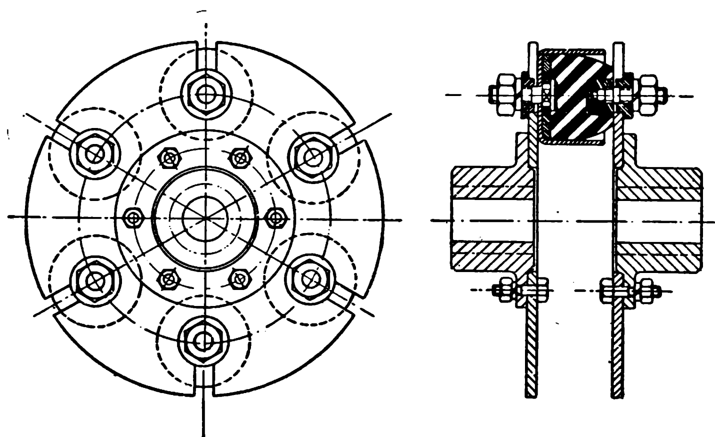


FIG. 47. — Accouplement « Paulstra ».

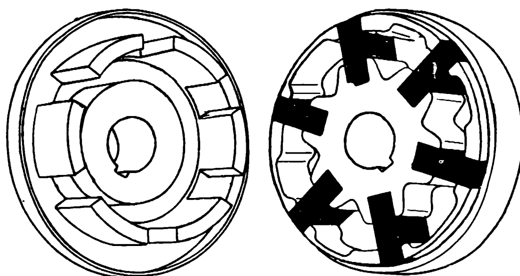


FIG. 48. — Accouplement « Colombes-Flexima ».

du cuir ou tout autre matière analogue. L'intermédiaire élastique peut [illegible] une seule pièce (Flector) ou réparti en plots (accouplements Paulstra, Repusseau, Colombes-Flexima, Powex, Hele-Shaw, etc. [*fig. 46, 47, 48*]).

Comme on l'a dit plus haut, ces accouplements ont en commun un inconvénient, celui de la destruction des éléments élastiques par l'énergie qui s'y emmagasine. L'accouplement élastique devrait fonctionner comme un dash-pot et comporter une possibilité d'évacuation pour les calories qui s'y dégagent.

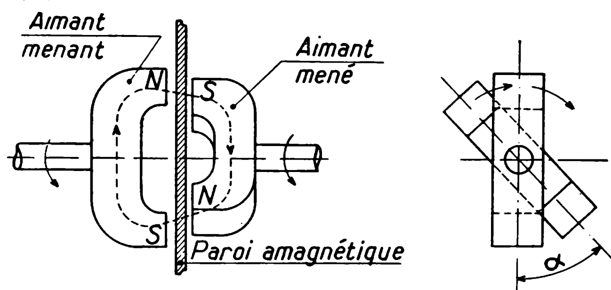


Fig. 49. — Accouplement à aimants permanents.

Citons un exemple d'accouplement semi-rigide théoriquement parfait, mais utilisé seulement, jusqu'à présent, pour des petites puissances : l'accouplement symétrique à aimants permanents (*fig. 49*). Le couple dû à la force d'attraction est une fonction du décalage angulaire des lignes des pôles des deux aimants, et passe par un maximum pour un certain angle. Au-delà, il y a décrochage. Ce dispositif, qui constitue en même temps un limiteur de couple, peut transmettre un mouvement à travers une paroi non magnétique de faible épaisseur.

6.2.4. Accouplements flexibles.

On démontre, géométriquement, qu'il est possible de passer d'une droite D à une droite concourante D' par deux rotations successives : la

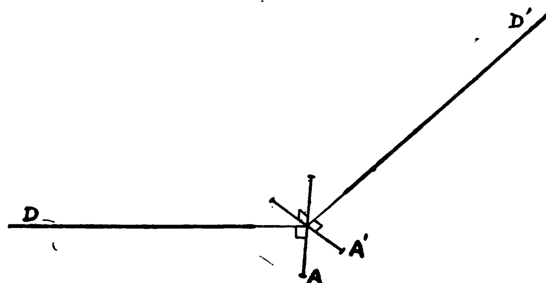


Fig. 50. — Liaison entre deux arbres.

première, autour d'un axe A perpendiculaire à la première droite D, la seconde, autour d'un axe A' perpendiculaire à la seconde droite D' et au premier axe A (*fig. 50*). Le *joint de Cardan* matérialise ces conditions et

comporte un croisillon constitué par les axes A et A', ces axes pouvant pivoter dans des étriers solidaires de D et D' (*fig. 51*).

Le joint de Cardan permet donc la transmission d'un mouvement circulaire entre deux arbres concourants, non alignés. Mais il présente un inconvénient majeur : en effet, si le mouvement de l'arbre D est une rotation à vitesse constante ω, la vitesse de rotation de l'arbre D' n'est

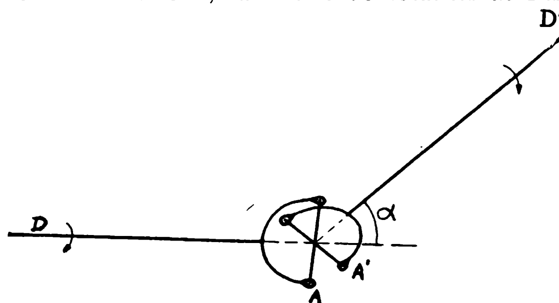


FIG. 51. — Joint de Cardan.

pas constante et varie entre $\omega \cos \alpha$ et $\frac{\omega}{\cos \alpha}$, en appelant, comme nous l'avons fait, α l'angle des deux arbres.

Le joint de Cardan simple n'est donc utilisable que si l'angle α est faible.

Pour conserver la vitesse de rotation, il faut utiliser des joints *homocinétiques*. On conçoit qu'en utilisant deux joints de Cardan on obtienne un système homocinétique : pour cela, il faut et il suffit :

— soit que les arbres d'entrée et de sortie soient parallèles (transmission type Glaenzer-Spicer (*fig. 52*);

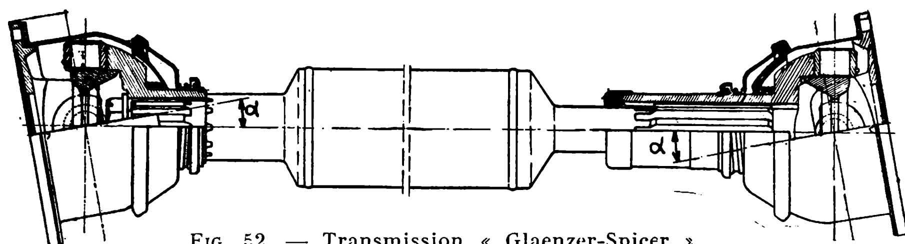


FIG. 52. — Transmission « Glaenzer-Spicer »

— soit que, les arbres d'entrée et de sortie étant concourants en un point O, les deux joints soient symétriques par rapport au plan bissecteur de l'angle des deux arbres (*fig. 53*) (joint double Spicer).

6.3. EMBRAYAGES

L'embrayage est un organe qui permet :

a) de solidariser ou de désolidariser à la volonté du conducteur deux arbres alignés;

b) dans certains cas de son fonctionnement (passage du point mort à la première vitesse, par exemple) d'assurer une variation progressive du couple et de la vitesse de l'arbre mené, généralement à partir d'un couple et d'une vitesse nuls, pour atteindre le couple et la vitesse minima de fonctionnement normal.

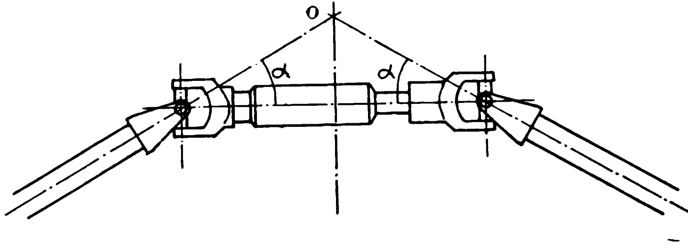


FIG. 53. — Joint double Spicer.

Dans le cas où il y a passage du point mort à la première vitesse, le moteur, avant l'embrayage, tourne à une vitesse assez importante avec un couple nul. Après embrayage, il tourne à sa vitesse minimum en fournissant un certain couple moteur. Pendant la durée de l'embrayage, une certaine quantité d'énergie est donc dépensée pour réduire la vitesse du moteur et pour absorber une partie décroissante du couple qu'il fournit.

Pour limiter cette énergie perdue, il faut que la durée du *glissement*, pendant laquelle les deux arbres de l'embrayage tournent à des vitesses différentes, soit aussi courte que possible, sans répercussion cependant sur la progressivité du démarrage.

6.3.1. Cas particulier des embrayages de traction.

L'embrayage patine tant que la vitesse de l'engin n'a pas atteint celle qui correspond pour le moteur au régime minimum de fonctionnement à plein couple (en 1[re] vitesse). De plus, pour que le démarrage se fasse, il faut que l'effort moteur résultant de ce plein couple soit supérieur à la résistance du convoi au démarrage et permette d'assurer une accélération minimum à l'ensemble.

Dans le cas d'un autorail, ce minimum est évalué généralement à $\gamma = 0{,}08 \text{ m/s}^2$. La résistance au démarrage est bien plus élevée que la résistance au roulement en vitesse (1,5 à 3 kg/t), surtout pour les véhicules munis de boîtes à coussinets. Il est prudent de tabler sur 10 kg/t. Le tonnage P_0 susceptible d'être démarré est, sous ces réserves, fourni par la courbe effort-vitesse. A la vitesse, en rampe de i mm/m, il faut :

$$F_0 \geqq \left[r + 1\,000\,(1 + \alpha)\,\frac{\gamma}{g} + i \right] P_0 \simeq (i + 18)\,P_0$$

ou : $(i + 20)\,P_0$:

Si le véhicule est automoteur (pas de remorque), on a : $F_0 = a_0 P_0$, où a_0 est l'aptitude en côte, à vitesse nulle. L'expression ci-dessus devient :

$$a_0 \geqq i + 20.$$

Pour un véhicule routier, il faut tabler sur des chiffres plus élevés : $r = 20$ kg/t, $\gamma = 0{,}20$ m/s^2 (camion) à $0{,}50$ m/s^2 (automobile); i peut également atteindre des valeurs importantes : 150 à 200 $^0/_{00}$ (routes de montagne).

On distingue différents types d'embrayages :

— les embrayages à friction à commande mécanique, électromagnétique ou pneumatique;

— les embrayages ou coupleurs hydrauliques;

— les embrayages à poudre métallique;

— les embrayages électrodynamiques.

6.3.2. Embrayages à friction.

Ils sont de types très variés. On peut distinguer les embrayages à plateaux ou à disques, les embrayages à cônes, les embrayages à rubans et à segments. Certains d'entre eux sont automatiques : l'embrayage se produit lorsque le moteur passe de sa vitesse de ralenti à sa vitesse de régime minimum, la mise en action étant provoquée par la force centrifuge de masselottes convenablement disposées.

6.3.2.1. Embrayages à plateaux ou à disques (*fig. 54*). — L'arbre moteur est terminé par un plateau A faisant corps avec le volant; l'arbre mené comporte des cannelures sur lesquelles peut coulisser un plateau B. Ce dernier est appliqué contre le plateau A par un ressort puissant exerçant une force P. L'action du ressort peut être annulée par un léger déplacement de son extrémité active; ce déplacement est obtenu par l'action d'une pédale de débrayage ou d'un servo-moteur actionné à l'air comprimé, à l'huile ou quelquefois par un électro-aimant.

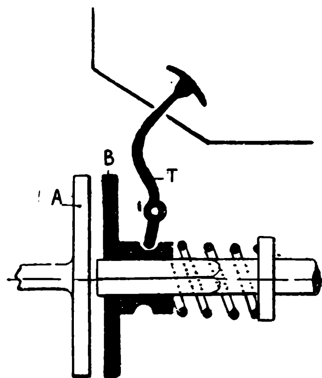


Fig. 54. — Embrayage à friction (schéma).

Pour que le plateau B soit entraîné par le plateau A, il faut que l'effort adhérent total soit suffisant. Cet effort F peut être considéré comme réparti uniformément sur un cercle de rayon r, rayon moyen du plateau en friction. Si C est le couple moteur, il y aura entraînement si :

$$C < Fr.$$

Par ailleurs, la force F d'entraînement est due à l'adhérence des deux plateaux l'un sur l'autre sous un effort P, et si f est le coefficient de frottement, on a : $F = Pf$; on doit donc avoir :

$$C < rPf \text{ ou, enfin, } P > \frac{C}{rf}.$$

Pour que le débrayage soit aussi facile que possible, il faut que la force P ne soit pas trop élevée; on a donc intérêt à avoir des plateaux de grand rayon (généralement, on est limité par l'encombrement et les dimensions du moteur) et à utiliser des matériaux ayant un grand coefficient de frottement. Aussi l'un des disques, en acier, comporte-t-il une garniture d'un matériau convenable. Citons, à titre d'exemple, les garnitures Ferodo, constituées par un tissu d'amiante convenablement préparé et tressé. Dans certains cas, ces garnitures comportent une trame métallique. Leur coefficient de frottement est presque toujours compris entre 0,3 et 0,4; il est assez stable, même dans l'huile : le coefficient d'une garniture grasse s'abaisse rarement au-dessous de 0,2. Il diminue également un peu quand la température s'élève par suite de l'énergie dissipée.

Lorsque la force P devient très importante, pour des couples à transmettre élevés, on multiplie le nombre de surfaces frottantes. Par exemple, le plateau B peut être placé entre le plateau A et un plateau C, également entraîné par le volant à l'aide de cannelures extérieures. On obtient ainsi deux surfaces de friction et, pour une même force d'application P, le couple C, susceptible d'être transmis, est doublé.

Enfin, on peut utiliser un grand nombre de disques qui sont alternativement solidaires, par l'intermédiaire de cannelures, du volant du moteur et de l'arbre mené. Dans ce cas, on se sert, la plupart du temps, de disques en acier d'épaisseur assez faible et sans garniture. Souvent, ces embrayages *à disques multiples* fonctionnent dans l'huile (Hele-Shaw, Sigma). Ils peuvent aussi servir de limiteurs de couple, le coefficient de frottement étant assez constant.

Pour que l'embrayage soit progressif, il faut que l'application de la force due au ressort se fasse lentement et sans à-coups. Dans les embrayages directs, la réalisation de cette condition repose sur l'habileté des conducteurs. Lorsque l'on utilise un servo-moteur, l'embrayage se fait par annulation d'une pression d'air ou d'huile, qui contre-balance l'effet des ressorts. Pour rendre l'embrayage progressif, il suffit d'assurer la fuite de l'air ou de l'huile par un orifice convenablement calibré.

Avec les dispositifs électro-magnétiques, il suffit de faire varier le courant magnétisant à l'aide d'un potentiomètre.

L'embrayage doit être équilibré, c'est-à-dire que le ou les ressorts ne doivent exercer aucune poussée longitudinale sur le volant moteur ou sur l'arbre mené. On réalise pour cela différentes dispositions pour appuyer les ressorts sur un bâti solidaire du volant. Le débrayage s'effectue par

l'intermédiaire d'une butée à billes (*fig. 55*), qui agit sur des leviers ou linguets qui commandent les ressorts.

La commande de l'embrayage peut s'effectuer automatiquement quand la vitesse du moteur prend une valeur suffisante par l'intermédiaire de

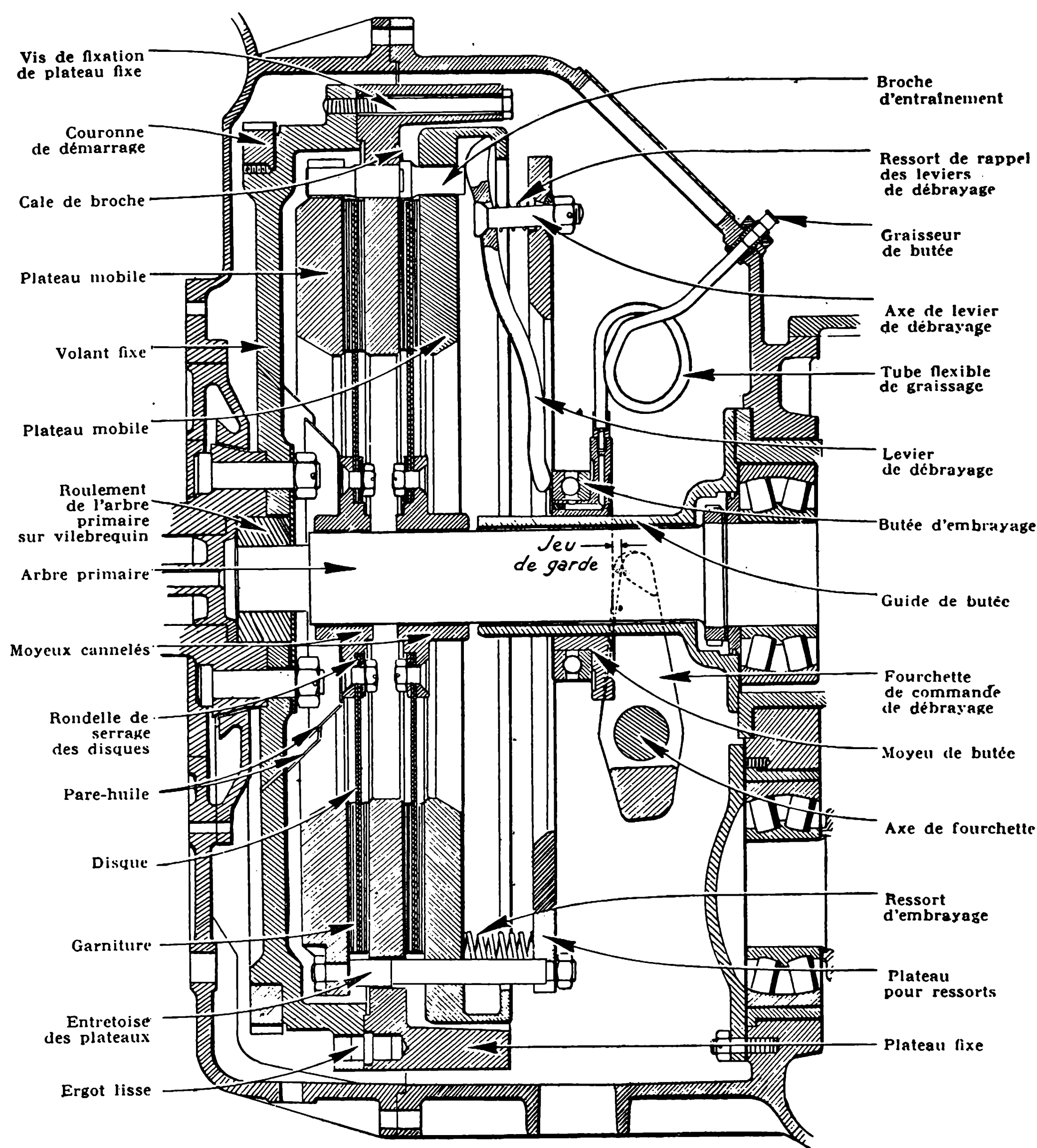


Fig. 55. — Coupe d'un embrayage à plateaux.

masselottes à force centrifuge agissant directement sur le plateau et contrôlées par un dispositif magnétique (Gravina) (*fig. 56*).

6.3.2.2. Embrayages à cônes. — Pour mieux utiliser l'effort P du ressort, on peut remplacer les plateaux A et B par un cône mâle et un cône femelle appliqués l'un contre l'autre. En effet, considérons (*fig. 57*)

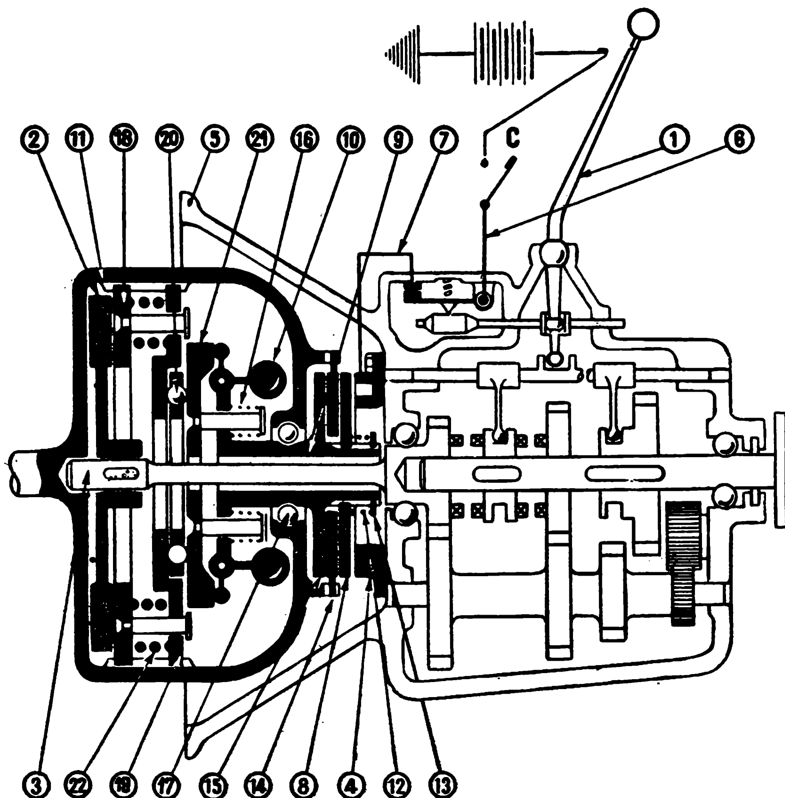


FIG. 56. — Coupe schématique de l'embrayage Gravina : 1 Levier de changement de vitesse; 2 Disque d'embrayage; 3 Arbre primaire; 4 Electro-aimant; 5 Carter; 6 et 7 Conducteur de l'électro-aimant; 8 Armature; 9 Porte-masselottes; 10 Masselottes; 11 Volant moteur; 12 Ressort de l'armature 8; 13 Segment du ressort; 14 Disque solidaire du volant moteur; 15 Centre plateau de l'armature 8; 16 Ressort; 17 Roulement d'appui des masselottes; 18 Plateau d'embrayage; 19 Plateau de la butée d'embrayage; 20 Butée d'embrayage; 21 Flasque; 22 Ressorts d'embrayage.

une force élémentaire p exercée par une petite surface du cône mâle sur la surface correspondante du cône femelle; si α est l'angle au sommet du cône, la composante normale de cette force p est une force $\frac{p}{\sin \alpha}$ et, par conséquent, l'adhérence due à la force p est $\frac{pf}{\sin \alpha}$. Si on appelle

encore r le rayon moyen des cônes d'embrayage, l'ensemble des forces p constitue la force P due aux ressorts. Le couple susceptible d'être transmis est :

$$C = \frac{fPr}{\sin \alpha}.$$

Si l'angle α est insuffisamment petit, l'effort transmis est beaucoup plus grand que pour un embrayage à plateaux de dimensions analogues.

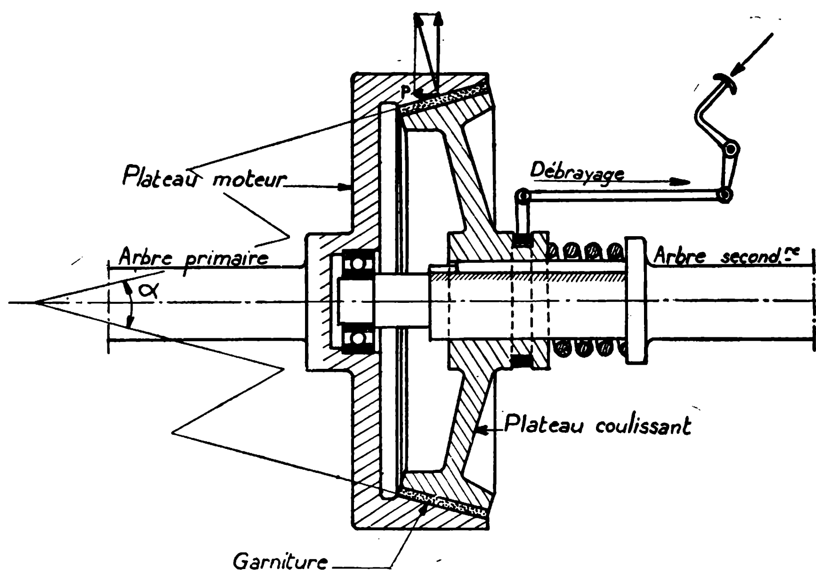


Fig. 57. — Embrayage à cônes.

Une partie de cet avantage est cependant perdue, parce que le déplacement à donner au cône mobile est plus élevé que le déplacement du plateau correspondant. Enfin, les embrayages à cônes sont plus compliqués et plus coûteux; par suite, ils sont relativement peu employés.

6.3.2.3. Embrayages à rubans et à segments. — Dans les boîtes de vitesses à baladeur, les embrayages de ce type comportent un tambour solidaire du volant, à l'intérieur duquel des rubans d'acier portant des garnitures de friction, ou des segments comparables à des segments de freins, peuvent venir, par l'action d'une came, exercer un serrage sur le tambour et s'en rendre solidaire.

Sur les boîtes de vitesses à trains épicycloïdaux, on utilise, au contraire, le blocage, par un ruban avec garniture, de la couronne extérieure du train épicycloïdal. Le blocage de cette couronne provoque la mise en mouvement du porte-satellites (boîtes Wilson).

L'action de la came peut être remplacée par celle d'une chambre souple que l'on remplit d'air comprimé (Croft-Airflex) (*fig. 58*).

Un cas particulier d'embrayage à rubans est l'embrayage automatique Fieux, dans lequel le serrage du ruban, sur un tambour qui entraîne

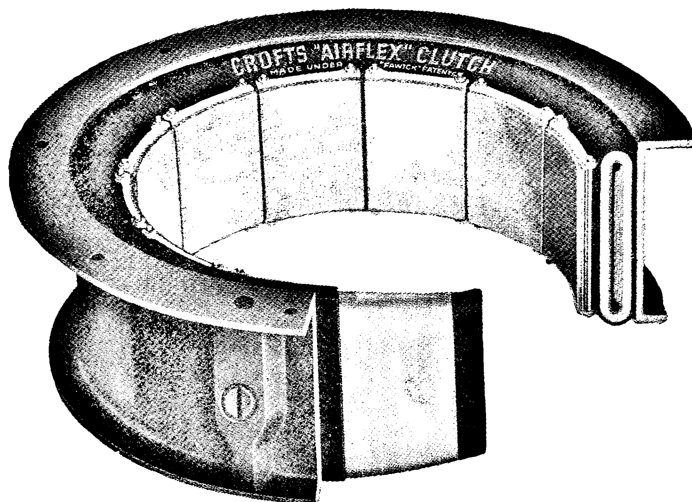


FIG. 58. — Embrayage « Croft-Airflex ».

la boîte de vitesses, est obtenu par l'action d'un système à masselottes et à force centrifuge (*fig. 59*).

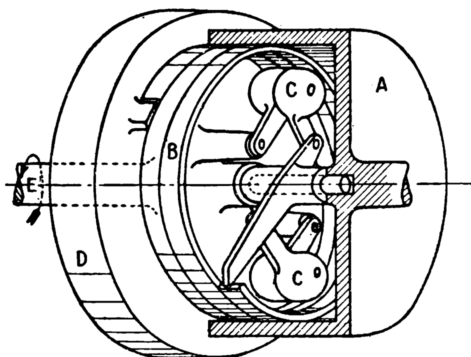


FIG. 59. — Embrayage automatique « Fieux » : *A*. Tambour; *B*. Spiral; *C*. Masses; *D*. Volant du moteur; *E*. Arbre moteur.

6.3.2.4. Embrayages à friction à commande électromagnétique. — Dans ce type d'embrayage, la force P, qui applique l'un sur l'autre les plateaux A et B, est obtenue non plus à l'aide de ressorts, mais grâce à l'attraction exercée sur l'un des plateaux par des électro-aimants logés dans l'autre.

L'entrefer devant être aussi restreint que possible, les plateaux sont en acier et on ne peut utiliser de garnitures de friction. Les bobines sont alimentées sous une faible tension, mais comportent un très grand nombre de spires pour fournir un nombre élevé d'ampères-tours. Très souvent, l'un des deux pôles est à la masse, ce qui permet de n'avoir qu'une arrivée

de courant par embrayage. Ce système est utilisé soit pour des embrayages simples, soit sur des boîtes de vitesses à trains épicycloïdaux pour le blocage d'une partie des trains d'engrenages (boîte Cotal, voir 2e partie, paragraphe 25).

6.3.3. Coupleurs hydrauliques.

Les coupleurs hydrauliques ne sont pas, à proprement parler, des embrayages : en général, ils ne permettent pas la séparation complète de l'arbre menant et de l'arbre mené. Cette condition ne peut être réalisée que lorsque l'on vidange complètement l'huile du coupleur, ce qui ne peut se faire qu'avec les coupleurs à écope.

La plupart du temps, le remplissage des coupleurs est constant, mais la courbe du couple en fonction de la vitesse est telle qu'au ralenti le moteur n'entraîne pratiquement plus la boîte, et tout se passe alors comme si on avait un véritable débrayage. Nous étudierons les coupleurs hydrauliques dans le chapitre consacré aux transmissions hydrauliques (2e partie, paragraphe 42).

6.3.4. Coupleurs à poudre métallique.

Ces embrayages, dont l'apparition est récente, sont encore peu utilisés à l'échelle industrielle. Il semble, cependant, qu'ils soient promis à un certain avenir.

Ils sont de deux types :

— les coupleurs centrifuges à poudre;

— les coupleurs à fluide magnétique.

6.3.4.1. Coupleurs centrifuges à poudre. — L'accouplement Pulvis construit en Autriche est un embrayage de ce type et fonctionne de la façon suivante : l'arbre primaire est constitué par un moyeu portant deux palettes; le secondaire est un carter cylindrique, qui porte à sa partie interne un chemisage denté et qui tourne librement sur l'arbre primaire.

Le transmetteur de couple est constitué d'une poudre de particules d'acier calibrées de faible rayon (environ 2 millions de particules au kilo). Lorsque l'arbre primaire tourne, la poudre est d'abord lancée à la périphérie sans produire de couple notable. Un démarrage doux est alors assuré jusqu'à une vitesse voisine de la vitesse normale de marche.

La poudre, rassemblée à la périphérie, forme, contre les palettes, deux masses de plus en plus compactes au fur et à mesure de l'augmentation de vitesse du secondaire et, finalement, constitue des masses solides entre palettes et carter, juqu'au moment où les vitesses de l'arbre primaire et du carter deviennent synchrones (*fig. 60*).

6.3.4.2. Embrayage à fluide magnétique. — Il a son fonctionnement basé sur une propriété des particules magnétiques découvertes en 1948, par l'Américain J. Rabinow : lorsque l'espace compris entre

deux surfaces magnétiques est rempli de particules magnétiques finement divisées et qu'un champ est établi entre les deux surfaces, les particules les relient en s'opposant à tout mouvement relatif.

Les particules sont mélangées à un liquide tel que l'huile, tant pour éviter leur blocage que pour assurer une action plus douce de l'embrayage.



Fig. 60. — Accouplement « Pulvis ».

Il peut être fait emploi d'entrefers de grandes dimensions ou, au contraire, de plusieurs entrefers séparés, en parallèle ou en série.

Ce type d'embrayage présente une grande douceur de fonctionnement grâce à l'huile, et ne demande qu'une faible énergie électrique. Il permet un embrayage très progressif par la variation du courant d'excitation (*fig. 61*).

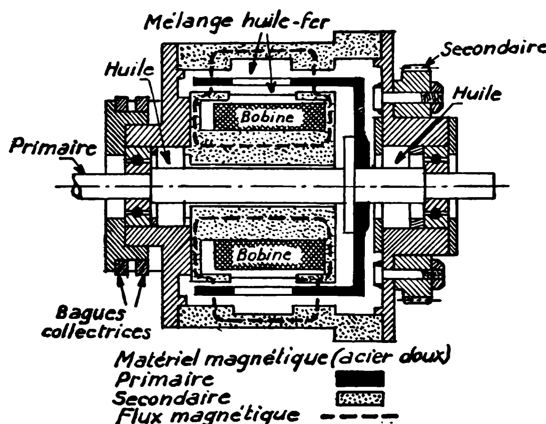


Fig. 61. — Embrayage à fluide magnétique.

Dans ces deux types d'embrayages, le bon fonctionnement repose essentiellement sur les qualités des poudres utilisées et sur la constance de ces qualités, en particulier au point de vue des dimensions. L'expérience seule peut montrer si l'énergie dépensée dans l'embrayage, pendant la durée du glissement, ne les altère pas.

6.3.5. Embrayages électrodynamiques et magnétiques.

Les embrayages électrodynamiques sont basés sur le principe des moteurs électriques à champ tournant.

Si l'on place un induit convenable dans un champ tournant, il tend à être entraîné dans une rotation de vitesse sensiblement égale à celle du champ. Pour obtenir un accouplement, il faut que l'inducteur soit tournant et solidaire de l'arbre menant. Il est donc excité en courant continu. L'induit peut être un simple rotor de moteur asynchrone à cage d'écureuil. Le système fonctionne comme un moteur asynchrone, le couple susceptible d'être transmis étant une fonction du glissement (*fig. 62*).

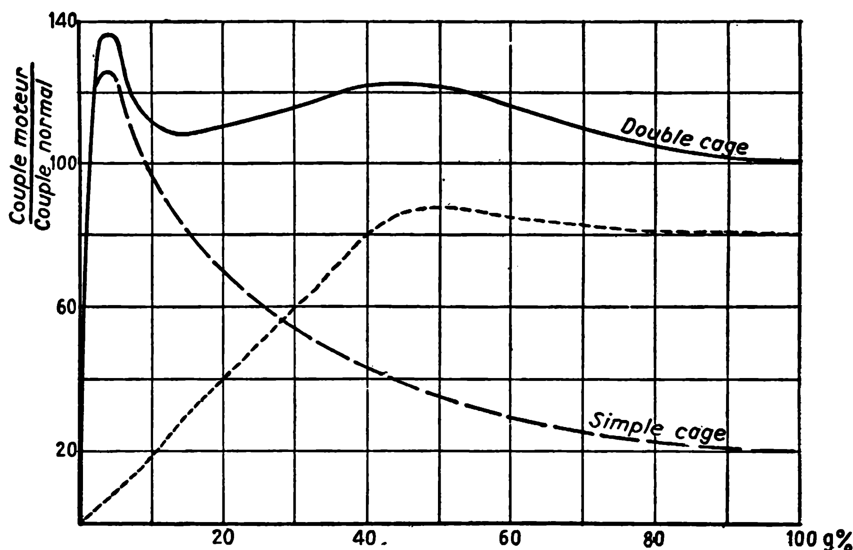


Fig. 62. — Couple transmis par un accouplement asynchrone en fonction du glissement.

L'accouplement asynchrone est très simple et permet, comme le coupleur à fluide magnétique, la mise en marche par l'excitation de l'inducteur. Comme le coupleur hydraulique, la perte de rendement qu'il introduit est égale au glissement. Celui-ci doit donc être aussi faible que possible en fonctionnement normal (de l'ordre de 1 à 2 %).

Ce type d'accouplement est utilisé fréquemment sur les navires (Alsthom). Pour des matériels légers, il est possible d'utiliser des accouplements analogues basés sur l'utilisation des courants de Foucault, dans lesquels le rotor à cage d'écureuil est remplacé par un simple disque en acier. Ce principe a d'abord été appliqué à des freins électrodynamiques (ralentisseurs Telma et Jourdain-Monneret).

Dans ces dispositifs, la puissance perdue est dépensée par effet Joule, dû aux courants de Foucault dans l'induit. Il faut évacuer ces calories. Dans ce but, le secondaire est extérieur et comporte une grande surface de refroidissement (SIME) (*fig. 63*).

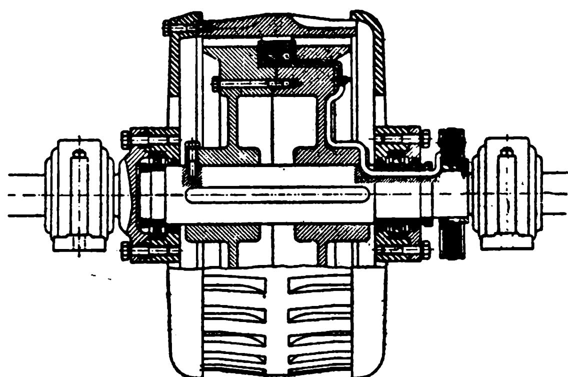


Fig. 63.

L'inducteur à excitation séparée peut, pour les petites puissances, être remplacé par un aimant permanent (*fig. 64*).

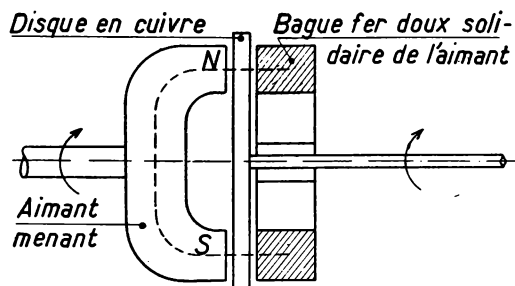


Fig. 64. — Principe de la transmission par courants de Foucault et aimant permanent.

On peut aussi se servir de ces aimants pour faire des embrayages à hystérésis dont le fonctionnement est le suivant (*fig. 65*) : l'arbre primaire entraîne un aimant en U et une bague en fer doux dans laquelle se referme le champ. Dans l'entrefer se trouve une bague qui est également un aimant permanent et qui est solidaire de l'arbre secondaire.

Quand les deux aimants sont en mouvement relatif, chaque point de la bague décrit un cycle d'hystérésis. Le travail par tour et, par suite, le couple d'entraînement sont constants. On peut faire varier ce couple en shuntant, par une barrette réglable en fer doux, une partie du flux de l'aimant.

6.4. COUPLES D'ENGRENAGES

6.4.1. Définitions.

Lorsque l'on a à transmettre un mouvement entre deux axes parallèles à une distance d avec une démultiplication k, l'idée la plus simple est de caler sur les deux axes deux roues de rayon R et R', tels que :

$$R + R' = d.$$

Ces roues étant en contact, l'arbre primaire entraîne l'arbre secondaire avec une démultiplication $k = \frac{R}{R'}$.

Toutefois, ceci n'est possible que s'il existe entre les deux roues une adhérence suffisante. Dès que l'effort à transmettre devient important, il faut presser les roues l'une contre l'autre. Ceci pose un problème de mécanique très délicat. Aussi l'idée est-elle venue très vite de garnir les roues de dents, de façon à remplacer l'adhérence par un engrènement : on obtient ainsi un couple d'engrenages (*fig. 66*).

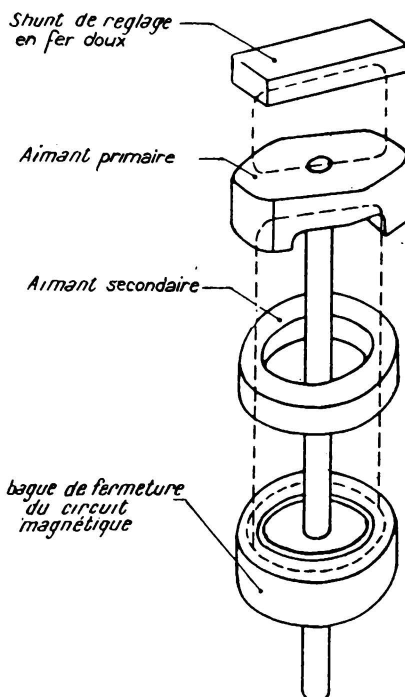


Fig. 65. — Principe de la transmission par hystérésis.

En général, si les rayons R et R' sont inégaux (R < R'), on appelle pignon le plus petit et roue le plus grand.

Pour que l'engrènement se fasse convenablement, le profil des dents d'engrenages, appelé odontoïde, doit répondre à certaines conditions géométriques. Considérons, pour définir ces conditions, la figure *67*. Elle représente l'engrènement d'une dent d'un engrenage de centre O, de rayon R, avec un engrenage de centre O' et de rayon R'.

Au premier instant considéré (dents représentées en traits pleins), il y a contact entre les deux dents au point P. Les cercles de rayon R et de rayon R', qui sont ceux des roues lisses correspondant à nos deux engrenages, s'appellent cercles primitifs. Nous désirons que le mouvement se transmette comme si les deux cercles roulaient constamment sans glisser l'un sur l'autre.

Dans le mouvement relatif des cercles O et O', tout se passe comme si le cercle O', par exemple, était fixe et comme si le centre O décrivait autour de O' un cercle de rayon R + R', le cercle O roulant sans glisser sur le cercle O'. Dans ces conditions, le centre instantané de rotation est le point A, point de contact des deux cercles. Autrement dit, à l'instant envisagé, tous les points de l'engrenage (O, R) décrivent des cercles centrés

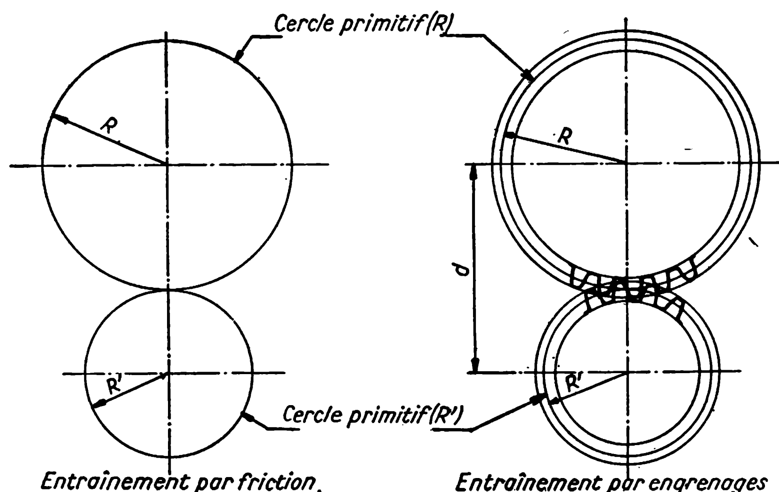


Fig. 66. — Engrenages droits.

en A. La tangente à la trajectoire du point P, considérée comme faisant partie du cercle (O, R), est donc une droite PT perpendiculaire à PA. Par conséquent, la dent de l'engrenage (O', R') doit également être tangente à cette droite au point P.

Pour que le mouvement se transmette d'une façon continue, il faut, lorsque les deux cercles primitifs tournent en roulant l'un sur l'autre, que les deux dents d'engrenages restent en contact au moins jusqu'au moment où deux autres dents seront en prise. Les deux portions de courbe CD et EF doivent donc rester en contact, en glissant et en roulant l'une sur l'autre, pendant ce mouvement. En termes mathématiques, on dit que la courbe EF est l'enveloppe de la courbe CD dans le mouvement de roulement des deux cercles l'un sur l'autre (mouvement appelé épicycloïdal), et les deux courbes CD et EF sont dites conjuguées l'une de l'autre.

Pour préciser toutes ces notions, prenons une deuxième position des dents d'engrenages. Le point de contact P, considéré comme faisant matériellement partie de l'engrenage (O, R), est venu en P_1. Considéré comme faisant matériellement partie de l'engrenage (O', R'), il est venu en P_2. Le contact s'effectue maintenant en un troisième point P'.

Pour la même raison que tout à l'heure, la tangente D'T' au point P' aux deux courbes C'D' et E'F' est perpendiculaire à AP'. Nous con-

naissons donc déjà une propriété des courbes C'D' et E'F'; nous voyons, en particulier, que, si les droites AP et AP' étaient confondues (ce qui n'a pas lieu dans le cas général), nous aurions un moyen assez simple de construire le profil des dents d'engrenages par leurs tangentes.

En effet, abaissons de P' les perpendiculaires O'H' et O'H'$_1$ sur AP et AP'. H' et H'$_1$ seront confondus si AP et AP' sont confondues et

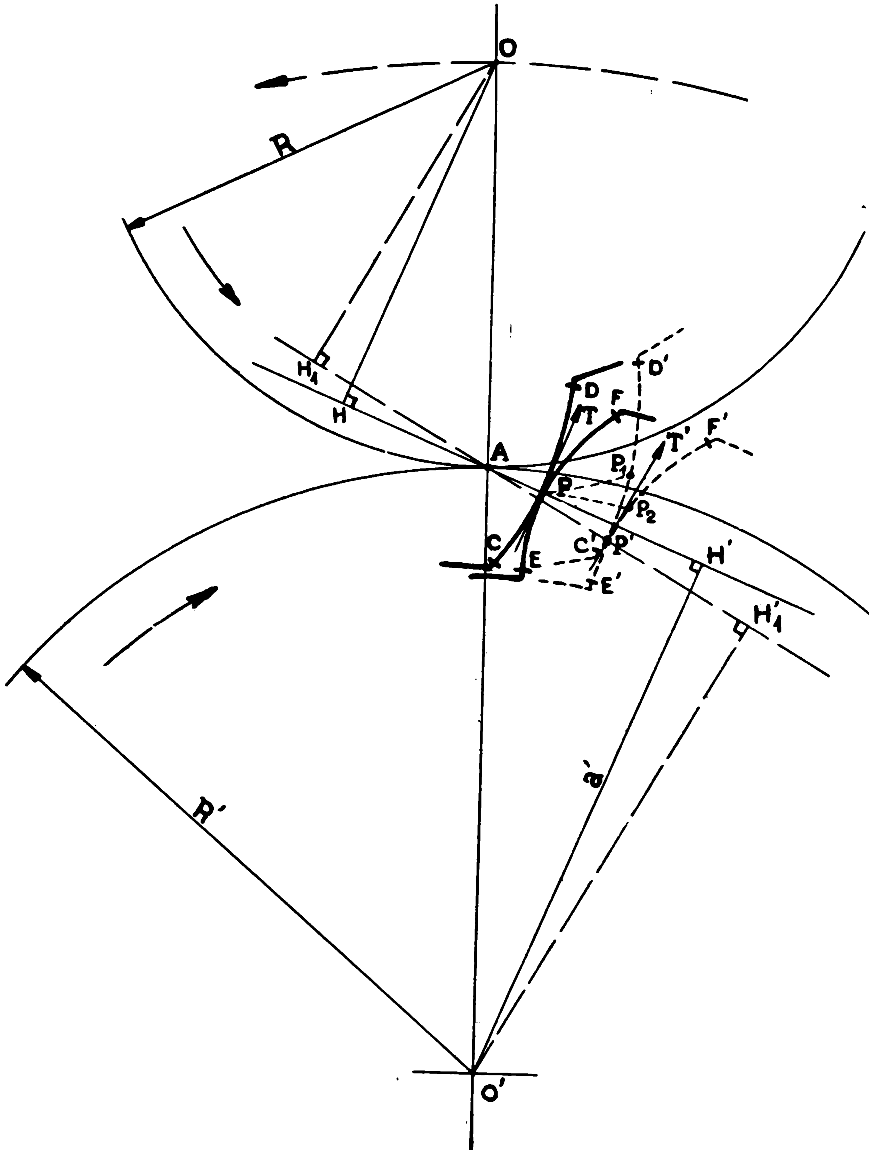


Fig. 67. — Définition du profil des dents d'engrenages (profils conjugués).

ceci pour toutes les positions du point P. Dans ces conditions, la droite AP est entièrement définie : elle est tangente à un cercle de rayon O'H'. On montre que cette condition est réalisée si la courbe DC est une développante de cercle [1].

On démontre que si CD est une portion de développante de cercle, EF est également une portion de développante de cercle.

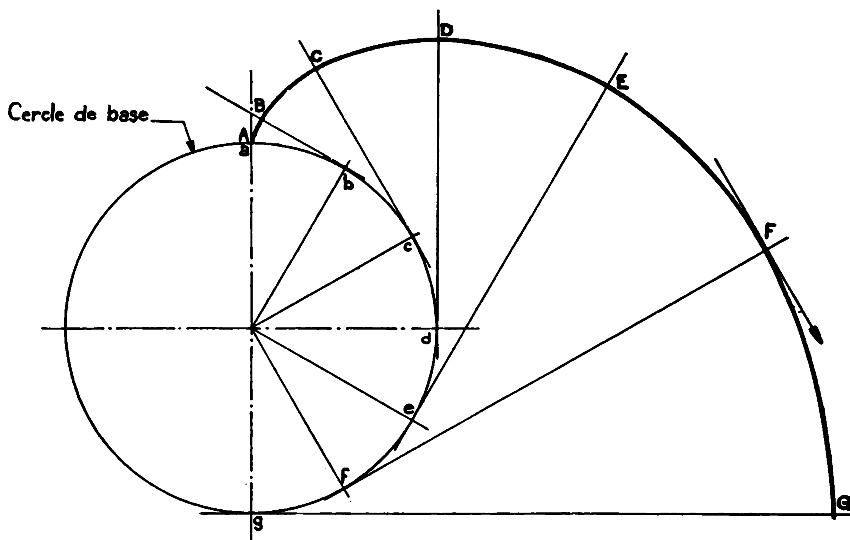


Fig. 68. — Développante de cercle.

Dans ces conditions, les engrenages sont définis comme indiqué sur la figure *69*. La droite HAH' (ligne de pression) reste la même pendant tout le temps que les deux portions de surface CD et EF sont en contact et, par conséquent, la tangente à ces deux surfaces au point P reste parallèle au rayon OH.

$\widehat{HOA}$ reste constant; on l'appelle *angle de pression* des deux engrenages. Par ailleurs, les triangles OAH et O'AH' étant semblables, on a :

$$\frac{OH}{O'H} = \frac{OA}{O'A}$$

1. La développante de cercle est la courbe que l'on obtient en faisant rouler une droite sur un cercle, dit cercle de base. Autrement dit, on choisit un point A, qui est l'origine de la développante, et, sur les tangentes au cercle, on porte des longueurs, B*b*, C*c*, D*d*, égales aux arcs compris entre le point de contact de la tangente et le point A. Ainsi, sur la figure :

bB = arc bA; cC = arc cA; dD = arc dA; eE = arc eA.

Le point de contact à un instant donné du mouvement de roulement de la droite est le centre instantané de rotation. Par exemple, *e*, au moment où la droite est E*e*. Par suite, la tangente en E à la développante est perpendiculaire à E*e*. Donc la développante répond bien à la condition posée ci-dessus (*fig. 68*).

ou, en appelant a et a' les rayons des cercles de base des deux développantes :

$$\frac{a}{a'} = \frac{R}{R'} \text{ (1)}.$$

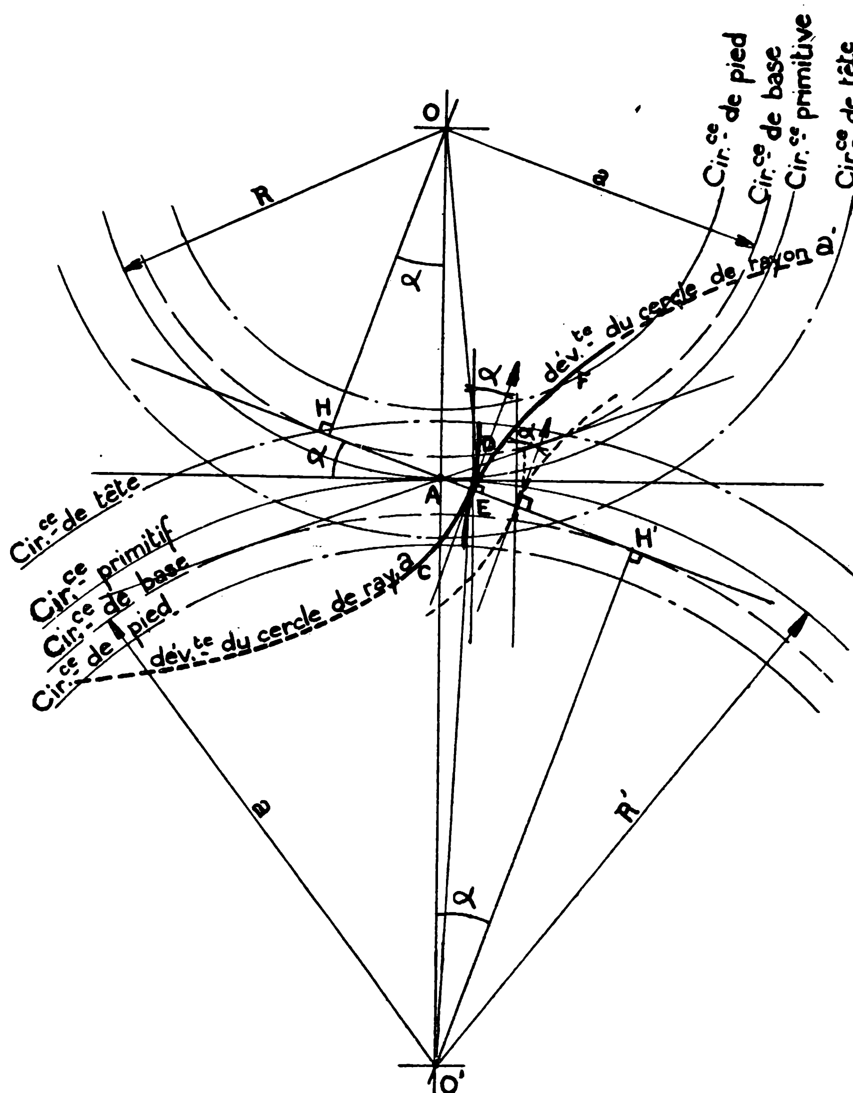


FIG. 69. — Profil de dents en développantes. α : Angle de pression.

1. On emploie également d'autres profils que les développantes de cercle, en particulier les profils en épicycloïde : l'épicycloïde est la courbe décrite par un point d'un cercle qui roule sans glisser sur un autre cercle (*fig. 70*). Toutefois, les profils en développante sont les plus simples et les plus répandus.

On a, par ailleurs :

$$\cos \alpha = \frac{OH}{OA} = \frac{a}{R}.$$

Grâce à des accords de normalisation, la plupart des engrenages sont construits de la même façon, avec des profils en développante et un même angle de pression, qui est égal, généralement, à 20°.

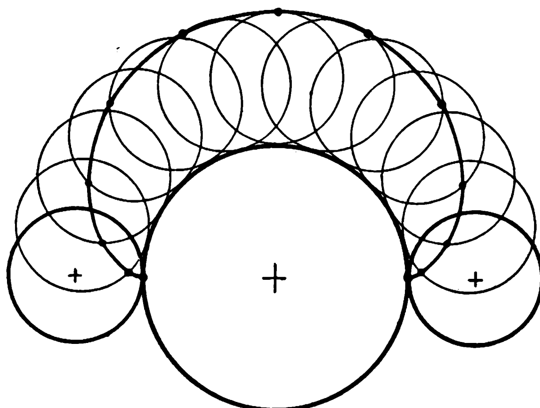


FIG. 70. — Tracé de l'épicycloïde.

Il existe également des séries d'engrenages avec un angle de pression de 14° 30'. Bien entendu, dans des cas spéciaux, l'angle de pression peut être quelconque et variable avec la position relative des dents.

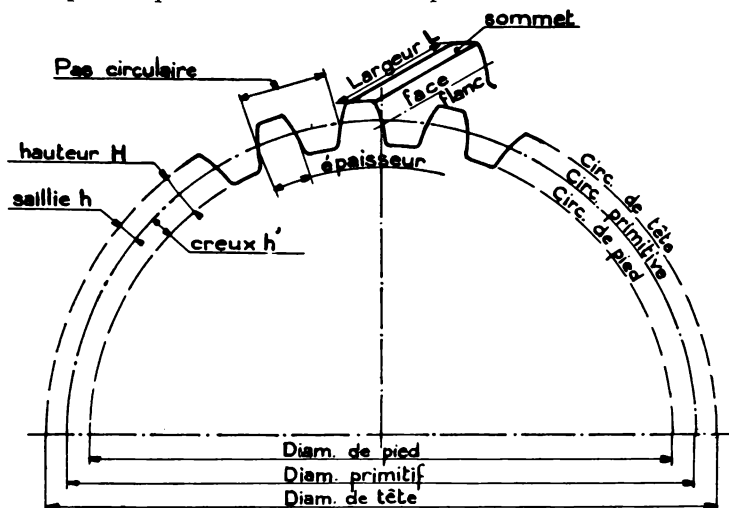


FIG. 71. — Caractéristiques d'un engrenage droit.

6.4.1.1. Module et dimensions normalisées. — Considérons un engrenage dont le cercle primitif a un rayon R ou un diamètre D = 2 R, et supposons qu'il ait N dents (*fig. 71*). La longueur développée de la

circonférence primitive est π D. On appelle pas circulaire P l'arc mesuré sur le cercle primitif entre les faces de deux dents successives, engrenant dans le même sens. On voit immédiatement que, puisqu'il y a N dents :

$$P = \frac{\pi D}{N} \text{ d'où : } D = \frac{P}{\pi} N.$$

Par définition, le module M est le rapport :

$$M = \frac{P}{\pi} = \frac{\text{pas circulaire}}{3{,}1416}.$$

De la formule ci-dessus, on tire immédiatement : D = MN.

Le diamètre primitif est donc égal au produit du module par le nombre de dents.

Les engrenages de même module engrènent entre eux et avec l'odontoïde étalon, qui est la crémaillère à denture rectiligne inclinée à l'angle de pression (la crémaillère peut être assimilée à un cercle de rayon infini). Cette propriété est utilisée pour le taillage des dents. Les hauteurs h, h', H de la dent (*fig. 71*) sont liées au module par les relations suivantes :

$$h = M;\ h' = \frac{7}{6} M;\ H = \frac{13}{6} M = 2{,}167\ M$$

(ou, plus simplement : H = 2,15 M).

Par suite, le jeu à fond de dent entre deux engrenages est :

$$h' - h = \frac{1}{6} M \text{ (ou } 0{,}15\ M\text{);}$$

le rayon r du congé de raccordement à fond de dent est également $\frac{1}{6}$ M ou 0,15 M.

On utilise quelquefois la notion de *Diametral Pitch* pour les pièces d'origine anglo-saxonne, dont les mesures sont en pouces. Le *Diametral Pitch* est égal au nombre de dents par pouce de diamètre primitif. On voit facilement que, si on appelle y le *Diametral Pitch* et M le module en mm, on a :

$$M = \frac{25{,}4}{y} \text{ puisque : 1 pouce = 25,4 mm.}$$

6.4.1.2. Dentures spéciales. — Dentures corrigées. — Dans la denture *Stub*, l'angle de pression est de 20° et l'engrenage est calculé à l'aide de deux modules différents : le plus grand, qui détermine le nombre de dents en fonction du diamètre, le plus petit, avec lequel sont calculées toutes les hauteurs h, h' et H.

D'une façon générale, lorsque les engrenages ont un petit nombre de dents, les règles que nous venons de voir (profil en développante, hauteurs normalisées en fonction du module, angle de pression de 14° 30') ne peuvent plus être appliquées, sans quoi la dimension des dents à la base devient trop faible (interférence). On utilise alors des

angles de pression plus élevés (ils passent de 14° 30' à 28° quand le nombre de dents s'abaisse de 25 à 10) et l'on se sert de dentures corrigées.

Il existe de nombreux types de dentures corrigées, les plus répandues sont faites suivant le système Maag. Ces engrenages sont taillés sur machines spéciales avec des dentures étudiées pour chaque module et chaque nombre de dents. Il n'est pas possible d'en donner une définition simple.

6.4.1.3. Nombre de dents des engrenages. — La distance d des arbres en prise et le rapport de démultiplication k étant donnés, on en déduit les rayons des deux roues du couple par les relations :

$$\frac{R}{R'} = k \qquad R + R' = d$$

$$\text{ou : } R = k\,R' \qquad k\,R' + R' = d$$

$$\text{et : } R' = \frac{d}{1 + k} \qquad R = \frac{kd}{1 + k}.$$

Pour choisir le nombre de dents, il faut trouver un module M qui soit un diviseur commun à R et R' et, par suite, à d, ce qui peut amener à modifier légèrement les valeurs trouvées ci-dessus pour R et R'. Il faut enfin vérifier que les dents ainsi calculées supportent l'effort transmis (voir ci-dessous).

D'une façon générale, il faut s'arranger, autant que possible, pour que les nombres de dents :

$$N = \frac{2\,R}{M} \text{ et } N' = \frac{2\,R'}{M}$$

soient premiers entre eux, afin que les défauts aient tendance à se corriger. Si les mêmes dents se retrouvent trop fréquemment en face les unes des autres, il se produit des usures inégales qui raccourcissent la vie des engrenages.

6.4.1.4. Calcul des dents d'engrenages. — Connaissant le couple C à transmettre par un engrenage, l'effort tangentiel qui lui est appliqué est : $F = \frac{C}{R}$. Dans les engrenages droits, une seule dent transmet la totalité de l'effort F, qui, sur les profils en développante, est toujours appliqué suivant la ligne de pression HAH' de la figure *68*. On calcule la dent comme un solide encastré à sa base et, par mesure de sécurité, on admet que l'effort F est appliqué au sommet de la dent. Le moment fléchissant sur la dent est donc FH.

Pour la même raison, on remplace l'épaisseur de la dent, au point de raccordement sur la couronne, par son épaisseur au niveau du cercle primitif, qui est égale à la moitié du pas circulaire.

$$e = \frac{P}{2} = 1{,}57\ M.$$

On écrit que le moment résistant de la dent est égal au moment fléchissant; en appelant L la longueur de la dent (largeur de l'engrenage) mesurée parallèlement à l'axe et t le taux de travail admis pour le métal :

$$t \frac{L e^2}{6} = FH.$$

En remplaçant e et H par leur valeur en fonction de M, on obtient :

$$ML = 5{,}27 \quad .$$

Autant que possible, on donne aux dents d'engrenages une longueur L suffisante, égale à plusieurs fois le module (L = 5 à 16 M; L = 10 M est une largeur recommandée).

6.4.2. Engrenages intérieurs.

On appelle ainsi un couple dans lequel le pignon est à l'intérieur de la roue; la distance des centres est alors :

$$d = OO' = R - R'.$$

Les dimensions normalisées et le tracé établi pour les engrenages extérieurs s'appliquent aux engrenages intérieurs, mais la forme de la dent est renversée (*fig. 72*).

On remarquera que deux engrenages extérieurs en prise tournent en sens inverse avec des vitesses inversement proportionnelles à leurs rayons. Deux engrenages intérieurs tournent dans le même sens.

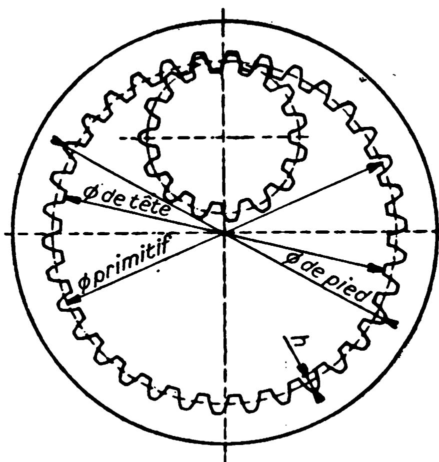


Fig. 72. — Engrenages intérieurs.

Avec les tracés d'odontoïdes classiques, il est admis que le pignon et la couronne d'un couple d'engrenages doivent avoir des nombres de dents assez éloignés pour ne pas donner lieu à interférence (6 à 10 dents, selon le profil). Il existe cependant des couples de tels engrenages ne présentant qu'une dent d'écart. Hill, Caquot et l'auteur ont étudié de tels couples. (*fig. 73*).

6.4.3. Engrenages hélicoïdaux.

La denture des engrenages droits cylindriques s'obtient en déplaçant le profil d'une dent parallèlement à l'axe de l'engrenage sur le cylindre primitif. Pour obtenir des engrenages hélicoïdaux, on déplace le même profil sur le même cylindre, mais en décrivant une hélice.

L'hélice est une courbe construite sur un cylindre et définie par la condition qu'en tous ses points sa tangente fasse un angle constant β avec la génératrice du cylindre (si on développe la surface du cylindre, l'hélice se développe suivant une droite inclinée d'un angle β sur l'axe) (1).

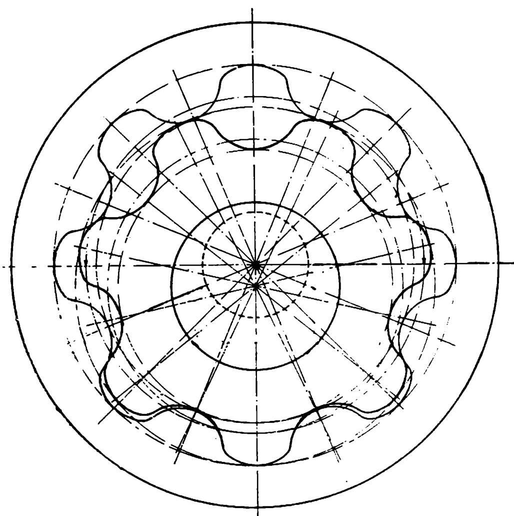


Fig. 73.

L'avantage des engrenages hélicoïdaux tient surtout au fait que leurs dents engrènent entre elles d'une façon continue, et qu'ils comportent toujours au moins deux dents en prise, si leurs dimensions sont bien choisies. Ils sont beaucoup plus silencieux que les engrenages droits. L'angle β varie de 10 à 30°.

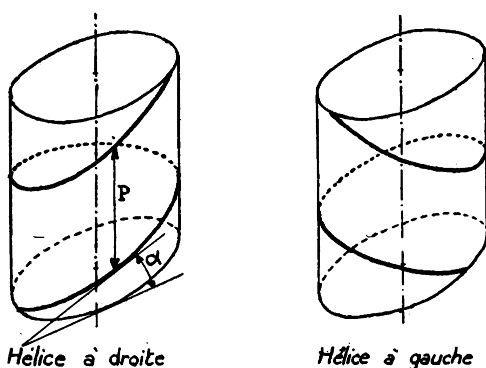


Fig. 74. — L'angle α est complémentaire de l'inclinaison β.

On peut, également, construire des engrenages hélicoïdaux dont les axes ont, l'un par rapport à l'autre, des positions quelconques (engrenages hyperboloïdes). Le cas le plus fréquent est celui d'axes à angle droit. Dans ce

1. L'hélice est dite à droite si, en regardant le cylindre sur lequel elle est placée, on voit l'hélice s'élever vers la droite quand l'axe du cylindre est vertical (tire-bouchon, vis normales).
Dans le cas contraire, l'hélice est à gauche (*fig. 74*).
On appelle pas de l'hélice, la longueur P interceptée par deux spires sur une même génératrice :

$$P = 2\pi R \times \operatorname{tg} \alpha.$$

cas, l'angle β est égal à 45°, ou en est très voisin, de façon à permettre la réversibilité de l'entraînement (1).

Les engrenages hélicoïdaux présentent un inconvénient : l'effort entre deux dents en prise est obligatoirement perpendiculaire à la surface des dents (au frottement près) et, par conséquent, il est incliné sur l'axe. Pour transmettre cet effort, ils poussent sur leur arbre, l'un d'un côté, l'autre de l'autre, et il faut absorber cette poussée à l'aide de butées.

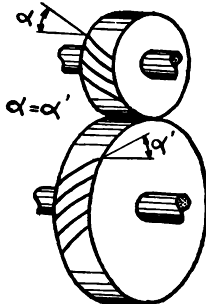


Fig. 75. — Engrenages hélicoïdaux à axes parallèles.

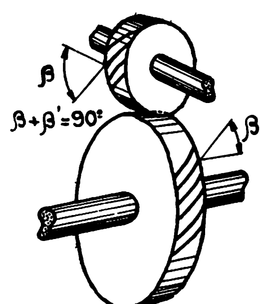


Fig. 76. — Engrenages hélicoïdaux à axes perpendiculaires.

Pour éviter cet inconvénient, on peut, pour des couples à axes parallèles, utiliser soit deux couples d'engrenages symétriques, soit des engrenages à chevron. Dans ces deux cas, la position des engrenages l'un

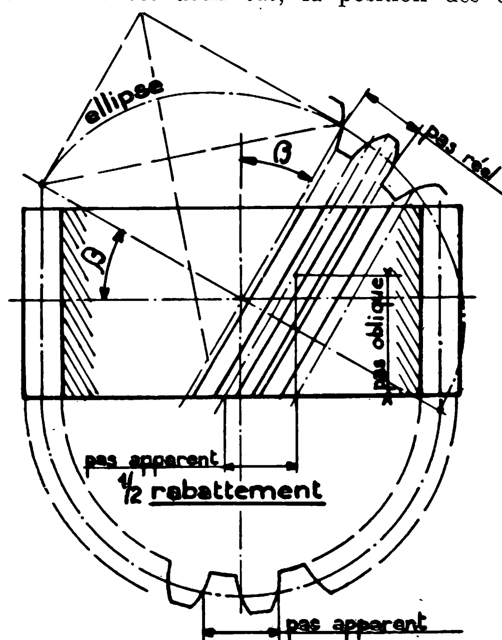


Fig. 77. — Engrenages hélicoïdaux.

1. On remarquera que deux engrenages hélicoïdaux d'axes parallèles ont leurs hélices l'un à gauche, l'autre à droite (*fig. 75*). Elles ont le même angle d'inclinaison.
Par contre, deux engrenages hélicoïdaux d'axes perpendiculaires ont leurs hélices de même sens (*fig. 76*) et leurs angles d'inclinaison sont complémentaires (β + β' = 90°).

par rapport à l'autre doit être rigoureusement fixée et les arbres n'ont aucune tolérance de jeu longitudinal.

On trouvera sur la figure 77 les termes principaux utilisés pour les engrenages hélicoïdaux (pas, module, etc.).

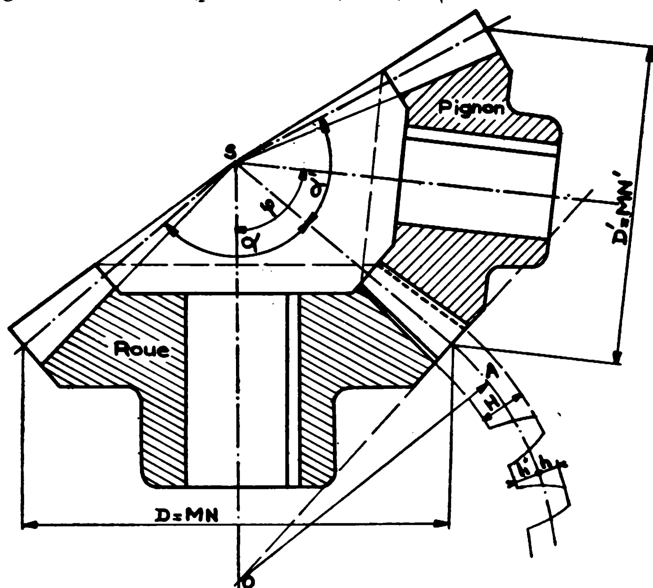


Fig. 78. — Engrenages coniques droits.

6.4.4. Engrenages coniques.

Les engrenages coniques servent à transmettre un mouvement entre deux axes concourants. Comme dans le cas où l'on a deux axes parallèles, si l'on désire une démultiplication k, la première idée qui vient à l'esprit est de monter sur les deux axes deux cônes de friction dont les angles au sommet seront α et α', tels que, le long de la génératrice de friction, le rapport des rayons soit toujours :

$$\frac{r}{r'} = \frac{\text{tg}\,\alpha}{\text{tg}\,\alpha'} = k.$$

L'adhérence devenant rapidement insuffisante dès que les efforts sont importants, il est nécessaire de munir les cônes de dents qui peuvent être définies absolument comme pour les engrenages cylindriques.

En général, on se rapporte au plus grand diamètre de l'engrenage, qui est appelé diamètre primitif extérieur. On peut adopter la même odontoïde que pour un engrenage droit. Les génératrices de toutes les dents doivent, bien entendu, passer par le sommet S commun aux deux cônes primitifs.

On ramène souvent le tracé des dents d'un engrenage conique à celui d'un engrenage cylindrique en développant, sur le plan de la figure, le cône complémentaire (cercle primitif de centre O et de rayon OA) (*fig. 78*).

Les engrenages coniques les plus utilisés sont les couples à angle droit.

6.4.4.1. Engrenages coniques à denture spéciale. — On a vu qu'à partir des engrenages droits à axes parallèles on obtenait une amélioration dans l'engrènement et dans le fonctionnement silencieux par l'emploi d'engrenages hélicoïdaux. Suivant la même idée, on utilise des engrenages coniques à denture en spirale (*fig. 79*)

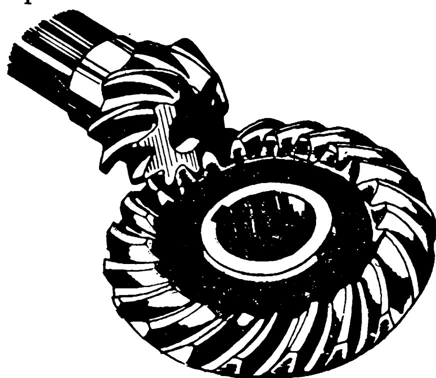


Fig. 79. — Engrenages spiro-coniques.

Les dentures les plus employées sont :

— La taille Gleason, dans laquelle la forme de la dent est celle d'une hélice conique à pas constant dont la projection sur le plan perpendiculaire à l'axe est une spirale d'Archimède (*fig. 80*). La spirale d'Archimède est la figure décrite par un point qui se déplace, d'un mouvement uniforme, sur une droite également animée d'un mouvement de rotation uniforme : en un point A, la distance r au centre est :

$$OA = r = a\,\theta.$$

— La taille Klingelberg, dans laquelle la dent se projette suivant une courbe analogue à la développante de cercle, appelée palloïde.

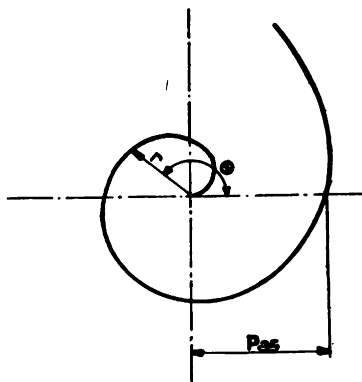


Fig. 80. — Spirale d'Archimède.

D'une façon générale, il faut que le sens de la spirale soit tel que le pignon et la roue tendent à s'écarter et non à se rapprocher, ce qui conduirait à un coincement.

On utilise également des engrenages coniques à denture rectiligne inclinée (taille Reinecker) et, quelquefois, des dentures en chevron.

6.4.4.2. Engrenages « hypoïds » (*fig. 81*). — On appelle « hypoïds » des engrenages spiroconiques, qui transmettent le mouvement entre deux arbres orthogonaux non concourants. Le décalage des arbres est appelé « offset ». Il varie d'après le rapport de démultiplication et le module des engrenages considérés.

Le pignon peut être décalé au-dessus ou au-dessous de l'axe de la couronne, celle-ci étant verticale. La spirale du pignon est à gauche pour un décalage en dessous, à droite pour un décalage en dessus.

Les engrenages « hypoïds » sont très employés en construction automobile, mais assez peu dans la technique ferroviaire. (Citons, cependant, l'entraînement des générateurs de courant sur les voitures équipées de l'installation de climatisation Stone-Carrier.)

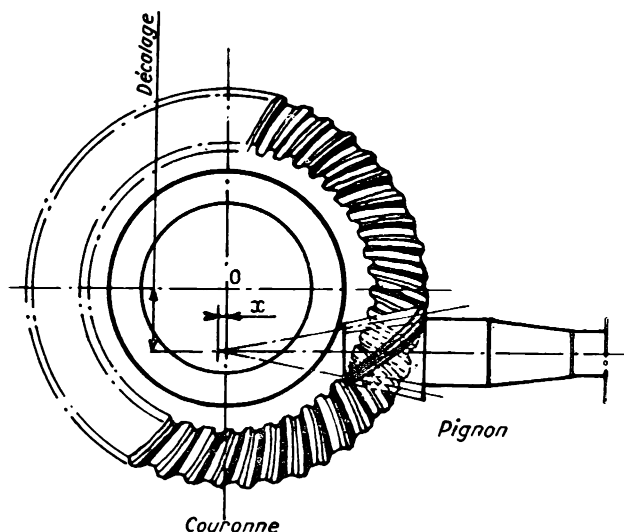


Fig. 81. — Engrenages hypoïds.

6.4.5. Couples à vis tangente.

Les couples à vis tangente sont destinés à la transmission des mouvements entre deux arbres, généralement orthogonaux et non concourants. Lorsque l'on a besoin d'un grand rapport de réduction, on utilise la vis sans fin classique et la vis globique.

6.5.4.1. Roue et vis sans fin. — La roue et la vis sans fin peuvent être considérées comme deux engrenages hélicoïdaux, la vis sans fin à un filet étant l'engrenage hélicoïdal limite. Les angles α et β des hélices directrices respectives de la vis et de la roue sont complémentaires ($\alpha + \beta = \frac{\pi}{2} = 90°$). On trouvera sur la figure *82* les éléments de détermination de la roue et de la vis (pas, module, etc.).

On dit que la vis est à 1, 2, 3... *n* filets si l'on rencontre 1, 2, 3... *n* filets entre deux spires consécutives de la *même hélice directrice* : dans ce cas, le pas géométrique de l'hélice contient 1, 2, 3... *n* fois le pas oblique.

Le rapport des vitesses entre les arbres n'est plus fonction directement des rayons primitifs de la vis et de la roue, mais uniquement du nombre

de filets n de la vis (défini comme ci-dessus) et du nombre de dents N de la roue. En effet, pour un tour de vis, la roue fait $\frac{n}{N}$ tours.

Comme dans les engrenages hélicoïdaux, on peut désirer que l'engrènement soit reversible. C'est le cas, en particulier, pour les ponts moteurs. Les angles α et β doivent alors être voisins de 45°.

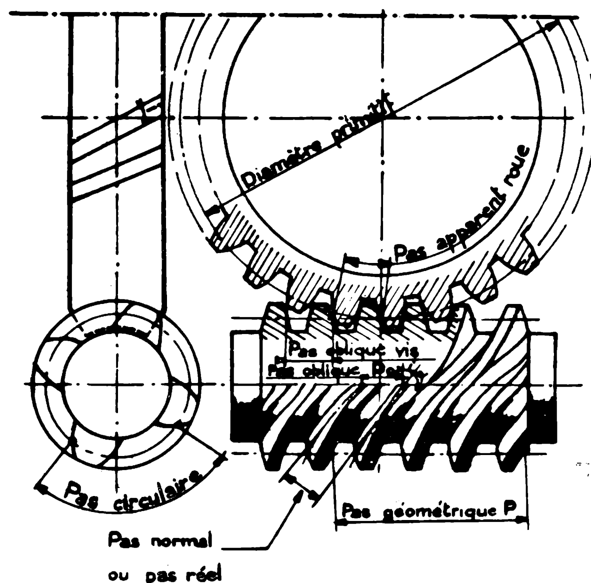


Fig. 82. — Roue et vis tangentes.

6.4.5.2. Couples à vis globique. — La vis globique (*fig. 83*) est taillée non pas sur un cylindre, comme la vis sans fin, mais sur une portion de tore dont la section est la circonférence primitive de la roue. Il en résulte que le flanc de dent de la roue est une droite au lieu d'être une développante de cercle, comme dans le taillage tangent.

Le contact a lieu sur toute une droite, au lieu de se produire en un seul point. La surface de denture en contact est donc plus grande que dans les autres modes de taillage. Il en résulte une diminution de la pression par unité de surface pour le même effort à transmettre.

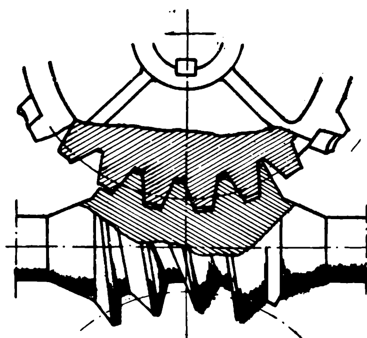


Fig. 83. — Taillage globique.

Le tracé montre que la dent est élargie à la base. L'effort est réparti sur toute la hauteur, au lieu d'être à l'extrémité. Il s'ensuit une augmentation notable de la résistance de la dent et un graissage plus efficace.

6.4.6. Remarques générales sur les couples d'engrenages.

Dans tous les couples d'engrenages, il y a transmission d'un effort entre des surfaces qui roulent et glissent les unes sur les autres. Ces deux mouvements de roulement et de glissement s'effectuent toujours avec frottement, mais le frottement de roulement, dans lequel n'interviennent que des pertes d'énergie par déformation élastique, est beaucoup plus faible que le frottement de glissement.

Il y a donc toujours intérêt à utiliser des couples d'engrenages dans lesquels le glissement est aussi réduit que possible, ce qui ne peut se faire que grâce à une étude approfondie des conditions dans lesquelles les efforts se transmettent.

Chaque fois que c'est possible, il faut éviter les grandes démultiplications, qui conduisent à des glissements considérables et, en particulier, les transmissions par vis, qui ont un rendement nettement plus faible que les couples d'engrenages droits, coniques ou hélicoïdaux à faible inclinaison.

Lorsque des frottements importants ne peuvent être évités, il faut utiliser des métaux ayant entre eux de bons coefficients de frottement (acier sur bronze, par exemple). Bien entendu, l'état des surfaces et la lubrification doivent être d'autant plus soignés que les glissements sont plus importants.

6.5. ROUES LIBRES

La roue libre est un organe qui sert à séparer un essieu de son moteur, c'est-à-dire à créer une coupure dans la transmission, mais uniquement lorsque l'essieu tend à entraîner le moteur. Elle diffère donc de l'embrayage par le fait que cette coupure se produit automatiquement et dans un seul sens. Elle permet au moteur de tourner au ralenti pendant les périodes où le conducteur coupe l'admission ou l'injection, ce qui peut, dans certains cas, diminuer l'usure du moteur. La roue libre facilite également le passage des vitesses.

Les roues libres ne sont pas montées sur tous les types de véhicules; elles présentent les inconvénients suivants :

— elles ne permettent pas d'utiliser le moteur comme frein. Pour remédier à cet inconvénient, certains types comportent un dispositif de blocage;

— après une coupure de l'admission, au moment où l'on accélère à nouveau, il peut se produire un choc lorsque la vitesse du moteur rattrape celle de la transmission;

— en ce qui concerne l'usure du moteur, les à-coups dus à la présence de la roue libre et l'usure des hauts de chemise pendant le fonctionnement au ralenti sont peut-être plus importants que les économies dues à la réduction de la vitesse.

La plupart des dispositifs modernes de roue libre utilisent le principe du *coincement;* il existe deux types principaux :

— les roues libres à galets;

— les roues libres à barres.

Schématiquement, une roue libre à barres est constituée par un arbre menant, portant des barres d'acier articulées et rappelées par ressort dans le sens opposé au sens normal de rotation. L'extrémité libre de ces barres vient s'appuyer sur un boîtier cylindrique solidaire de l'arbre mené (le rôle des deux arbres peut d'ailleurs être inversé, à condition d'inverser le sens de rotation) (*fig. 84*).

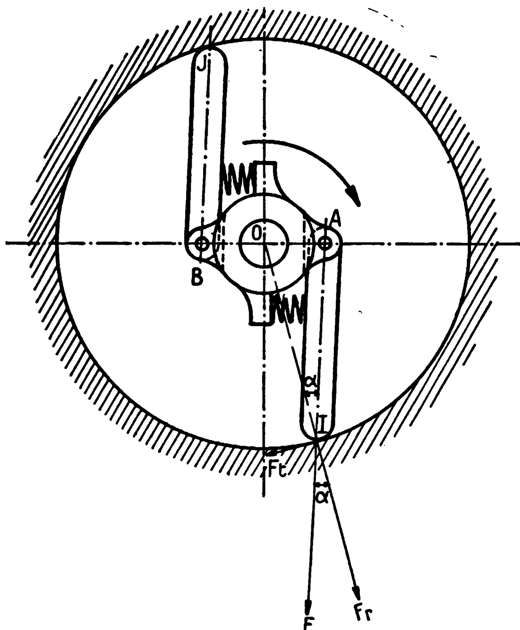


Fig. 84. — Roue libre à barres.

Considérons sur cette figure une roue libre de ce type à deux barres qui viennent s'appuyer à l'intérieur du boîtier en deux points I et J, les deux barres étant articulées en A et B sur l'arbre menant O. L'effort F transmis par la barre AI est obligatoirement dirigé suivant AI, qui fait un angle α avec le rayon OI. Cet effort F, appliqué au boîtier de l'arbre mené, peut être décomposé en une force radiale :

$$F_r = F \cos \alpha$$

qui est absorbée par la rigidité du boîtier, et une force tangentielle :

$$F_t = F \sin \alpha$$

qui tend à faire tourner l'arbre mené. Toutefois, les barres n'entraînent l'arbre mené que si le frottement au point I est suffisant pour qu'il y ait adhérence en I entre la barre et le boîtier. Si, compte tenu des conditions de graissage et des métaux en présence, le coefficient de frottemment en I est égal à $f = \text{tg } \varphi$, l'entraînement se fera normalement, sous réserve que l'on ait :

$$F_t < F_r \text{ tg } \varphi$$

$$\text{et } : \frac{F_t}{F_r} = \text{tg } \alpha;$$

il suffira donc que l'on ait : $\text{tg } \alpha < \text{tg } \varphi$ ou $\alpha < \varphi$; φ étant déterminé

par des expériences préalables qui donnent le coefficient de frottement tg φ, il suffit de donner de construction à l'angle α une valeur inférieure à φ. Dans ce cas, il y a toujours entraînement lorsque l'arbre menant tourne dans le sens convenable ou, plus exactement, lorsque la vitesse de l'arbre menant tend à être supérieure à celle de l'arbre mené. On dit alors qu'il y a coincement.

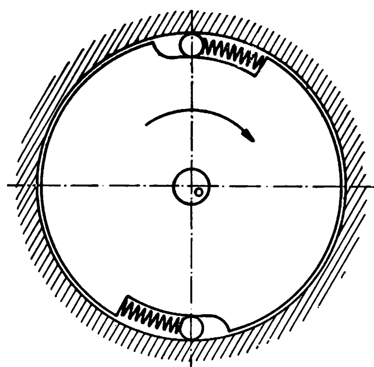


Fig. 85. — Roue libre à galets.

Au contraire, lorsque l'arbre mené tend à aller plus vite que l'arbre menant, les mêmes considérations peuvent s'appliquer, mais l'angle φ devient négatif et l'angle α ne peut lui être inférieur. Il ne peut donc y avoir coincement, ce que l'on prévoit d'ailleurs instinctivement par l'observation de la figure.

La roue libre à galets utilise également le principe du coincement et comporte également un boîtier cylindrique solidaire de l'un des arbres; les barres portées par l'autre arbre sont remplacées par une noix comportant des rampes en forme de cames. Des galets sont disposés entre ces rampes et le boîtier et viennent se coincer dans les espaces ainsi constitués lorsque la roue tourne dans le sens normal (*fig. 85*).

Certaines roues libres comportent plusieurs galets dans un même espace de coincement. Ce fonctionnement peut d'ailleurs être facilité par des ressorts.

6.6. COURROIES ET POULIES

La transmission d'efforts entre deux poulies, par l'intermédiaire d'une courroie, est basée sur le phénomène de l'adhérence.

Il existe deux grandes familles :
— les courroies plates, avec lesquelles on utilise des poulies cylindriques;
— les courroies trapézoïdales, montées sur des poulies à gorge biconique.

6.6.1. Courroies plates.

Considérons schématiquement un système comportant une courroie tendue entre deux poulies de centres O et O_1, de rayons r et r_1. La poulie O_1 est menante, la poulie O est menée. La tension du brin moteur est T_1 et la tension du brin conduit est T_0 (*fig. 86*).

Nous supposons que cette tension est, dans tous les cas, également répartie dans la section droite de la courroie et que celle-ci peut être

assimilée à un fil sans dimension. Bien entendu, ceci n'est qu'une approximation grossière, qui permet cependant d'établir les règles de fonctionnement des courroies.

Admettons d'abord que nous sommes au démarrage ou à vitesse suffisamment faible pour pouvoir négliger les forces d'inertie. Pour que la poulie menante entraîne la poulie menée, il faut que l'on ait $T_1 > T_0$.

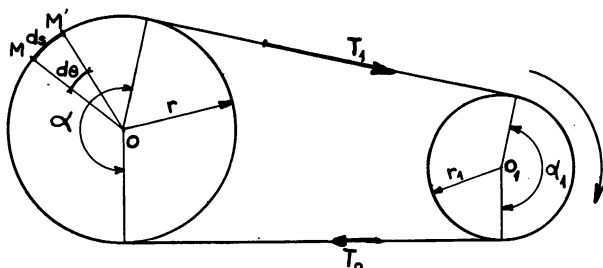


FIG. 86.

Le couple appliqué à la poulie menée est :

$$r\,(T_1 - T_0).$$

Le couple fourni par la poulie menante est :

$$r_1\,(T_1 - T_0)$$

et si la courroie peut être considérée comme rigoureusement inextensible, le rapport des vitesses est évidemment :

$$\frac{\omega}{\omega_1} = \frac{r_1}{r}.$$

Si $T_1 - T_0$ est trop grand, la courroie glisse sur la poulie. Le coefficient de frottement de la courroie sur la poulie étant f_0 au départ, cherchons quelle relation doit exister entre T_1 et T_0 pour que la courroie ne glisse pas.

A cet effet, considérons deux points très rapprochés M et M' de la courroie sur la poulie menée, et soit ds la longueur du petit arc MM'. L'angle entre les deux rayons OM et OM' est : $d\theta = r\,ds$.

L'élément de la courroie est soumis, de la part de la poulie, à une réaction dont la valeur est R par unité de longueur et qui vaut, par conséquent, R ds pour l'élément MM'. Cette réaction est inclinée sur le rayon et admet une composante normale $R_n\,ds$ et une composante tangentielle $R_t\,ds$.

L'équilibre de l'élément MM' exige :

— l'égalité des moments par rapport au point O, ce qui donne :
$dT = R_t\,ds$; ($dT \cdot r = R_t\,ds\,r$, d'où : $dT = R_t\,ds$);

— l'égalité des projections sur le rayon qui s'écrit :

$$R_n\,ds = T \sin d\theta \simeq T\,d\theta$$

d'où les deux équations :

$$\frac{dT}{ds} = R_t$$

et en remarquant que : $ds = r\,d\theta, \frac{T}{r} = R_n$.

Pour qu'il n'y ait pas glissement, il faut, de plus :

$$R_t \leq f_0\, R_n$$

$T_1 - T_0$ est maximum au moment où le glissement s'amorce, c'est-à-dire où l'on a, tout le long de l'arc de contact entre la courroie et la poulie, $R_t = f_0\, R_n$. Cela donne, dans les deux premières équations :

$$\frac{dT}{ds} = f_0\, R_n = f_0 \frac{T}{r}$$

d'où : $\frac{dT}{T} = f_0 \frac{ds}{r}$

et, par intégration : $T_1 = T_0\, e^{\frac{f_0}{r} \int_0^s ds}$.

Si α est l'angle total d'appui de la courroie (en radians), on a :

$$\int_0^s ds = \alpha\, r$$

et, par conséquent : $T_1 = T_0\, e^{f_0 \alpha}$.

Pour rester en deçà du glissement, il faudra que l'on ait :

$$T_1 < T_0\, e^{f_0 \alpha}$$

et ceci pour les deux poulies. Il y aura donc lieu de considérer le plus petit des angles α, α_1 de chacune des poulies.

L'effort transmis $T_1 - T_0$ a pour valeur :

$$F = T_1 - T_0 = T_0\,(e^{f_0 \alpha} - 1) = T_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f_0 \alpha}}\right).$$

La tension maximum T_1 est imposée par la résistance de la courroie. Elle est, en fonction de l'effort utile F :

$$T_1 = F\,\frac{e^{f_0 \alpha} - 1}{e^{f_0 \alpha}}.$$

Il y a donc intérêt à avoir des angles d'enroulement α et α_1 grands; on les augmente par l'emploi d'enrouleurs.

Lorsque les poulies tournent à grande vitesse, ces résultats ne sont plus valables du fait de la force centrifuge de la courroie. Celle-ci vient en diminution de la réaction R_n et, si m est la masse de la courroie par unité de longueur, les équations (1) et (2) deviennent :

$$\frac{dT}{ds} = R_t, \qquad \frac{T}{r} = R_n - \frac{m\,V^2}{r}.$$

En appelant V la vitesse linéaire de la courroie et ρ le coefficient de frottement à la vitesse considérée, si nous reprenons le même raisonnement, nous voyons que, pour transmettre un effort F, la tension maximum T_1 doit être :

$$T_1 = m\,V^2 + \frac{F\,e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Nous constatons que la tension doit être plus élevée quand la vitesse de marche est plus grande. Inversement, pour une tension maximum T_1 fixée par la résistance de la courroie, l'effort transmis F est plus faible à grande vitesse.

On montre aisément que la puissance maximum est transmise pour une vitesse linéaire :

$$V = \sqrt{\frac{T}{3\,m}}$$

et l'effort transmis alors n'est que les 2/3 de l'effort transmissible au démarrage.

Dans tout ce qui précède, nous avons supposé la courroie inextensible. En fait, il n'en est rien, et la longueur d'un élément l_0 au repos devient :

$$l = l_0\,(1 + k\,T)$$

T étant la tension et k un coefficient d'extensibilité.

Le brin mené et le brin menant étant soumis à des tensions différentes, leurs longueurs et, par suite, leurs vitesses sont inégales. Il en résulte un léger glissement de la courroie sur les poulies et l'on trouve que le rapport $\frac{\omega\,r}{\omega_1\,r_1}$ est égal non pas à l'unité, mais à une valeur :

$$\frac{\omega\,r}{\omega_1\,r_1} = \frac{1 + k\,T_0}{1 + k\,T_1} \quad \text{d'où} : \omega = \omega_1\,\frac{r_1}{r}\,\frac{1 + k\,T_0}{1 + k\,T_1}\,.$$

D'où une diminution de la vitesse ω de la poulie menée, puisque $T_0 < T_1$ et, par suite, une perte de puissance et une diminution de rendement.

Une autre cause importante de pertes résulte de la raideur des courroies. Elle tend à devenir de plus en plus faible avec les matériaux modernes.

6.6.1.1. Constitution et résistance des courroies. — On utilisait autrefois surtout le cuir. Dans l'impossibilité d'augmenter la résistance à la traction obtenue par le tannage, on a essayé d'augmenter l'adhérence en utilisant d'abord des produits résineux interposés entre la courroie et la poulie, puis des cuirs spéciaux (cuir chromé gras), enfin des dispositifs à succion (courroies composées avec des rivets de liaison ou des cavités, formant autant de petites ventouses à la surface active de la courroie : Lugdunum, Pieuvre, Arleg).

On se sert également de courroies tissées en poil, en coton, soie ou sisal écru ou imprégné de caoutchouc.

Le caoutchouc pur, naturel ou synthétique, et les matières plastiques sont également utilisés.

S étant la section de la courroie, le taux de travail adopté $\frac{T}{S}$ est de l'ordre de 1/10 de la résistance à la rupture, soit, en général, 20 à 25 kg/cm².

La combinaison des propriétés d'adhérence du caoutchouc ou du cuir chromé et de l'excellente résistance à la traction de certaines matières plastiques (nylon, téflon) permet de constituer des courroies composées ayant d'excellentes qualités (Arleg-Adher).

6.6.2. Courroies trapézoïdales.

Contrairement aux courroies plates, les courroies trapézoïdales s'appuient sur les flancs de la gorge de la poulie, dont la section est constituée par deux troncs de cônes opposés par le sommet (*fig. 87*).

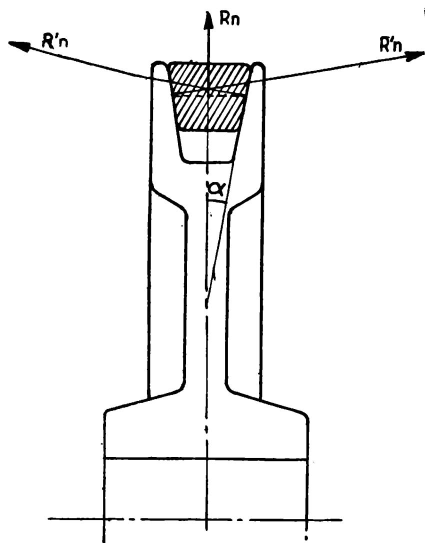


Fig. 87.

Les équations s'établissent comme pour les courroies plates, mais on remarque que la réaction normale R_n se décompose en deux réactions R'_n suivant les gorges.

Si α est le demi-angle d'ouverture de la gorge, on a :

$$R_n = \frac{R_n}{2 \sin \alpha}$$

et la condition d'adhérence s'écrit :

$$R_t \leq 2 f R'_n = \frac{2 f R_n}{2 \sin \alpha} = \frac{f R_n}{\sin \alpha}$$

Il suffit donc de remplacer dans les équations ci-dessus f_0 ou f par $\frac{f}{\sin \alpha}$

L'angle α ayant une valeur faible, le facteur $\frac{1}{\sin \alpha}$ est grand. Par conséquent, le rapport $\frac{T_1}{T_0}$ est, pour une même dimension de poulie et un même angle d'enroulement, beaucoup plus grand.

Sous réserve que les courroies puissent supporter d'importants efforts de traction, la dimension des transmissions à courroies trapézoïdales est donc considérablement plus faible que celle des transmissions à courroies plates.

Toutefois, leur vitesse linéaire est limitée à cause de la chaleur et des charges électrostatiques développées par leur frottement sur les flancs des gorges.

Les courroies trapézoïdales sont constituées, en général, en caoutchouc naturel ou, mieux, synthétique, et comportent, presque toujours, une âme textile à haute résistance (Colombes-Texrope, Véco, Powex, etc.). Dans les courroies Grommet, l'âme est constituée par deux câbles toron-

nés qui augmentent considérablement la résistance. Quelques essais ont été faits pour utiliser une armature en fils métalliques.

Il est difficile de définir un taux de travail pour ces courroies, qui ne sont pas homogènes, et il faut se reporter aux valeurs fournies par les fabricants.

6.7. CHAINES ET PIGNONS DE CHAINES

Comme on passe des roues lisses aux engrenages pour améliorer l'adhérence, on passe de la transmission par poulies lisses et courroies à la transmission par chaînes et pignons.

Les chaînes ne sont guère utilisées sur les engins à grande puissance ou à grande vitesse, mais on en trouve encore sur les camions et les locotracteurs, ainsi que sur les véhicules légers (motos, scooters, etc.).

Il existe différents types de chaînes; les plus utilisées sont les chaînes à rouleaux. Il existe également des types très variés de chaînes silencieuses, utilisées sur les machines fixes.

Pour que les pressions restent acceptables, on est souvent conduit à utiliser des chaînes doubles, triples et même quadruples (*fig. 88*), avec des pignons de forme spéciale. La distance entre les axes théoriques de deux rouleaux consécutifs est le *pas p* de la chaîne.

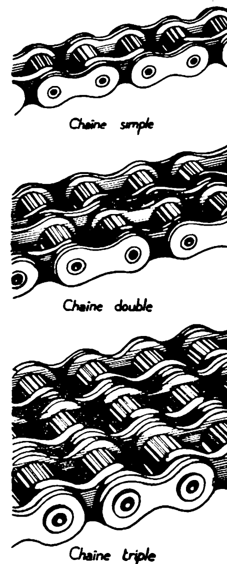


FIG. 88.

Pour que le fonctionnement des entraînements à chaîne soit convenable, il faut respecter certaines valeurs limites entre la distance des pignons et leurs rayons : l'entre-axe des pignons doit être compris entre 25 et 80 p. Le plus petit pignon doit avoir au moins 9 dents (cas exceptionnels, faibles efforts) et, si possible, au moins 19 dents; le plus grand ne doit pas dépasser 150 dents. L'angle d'engrènement doit être au moins égal à 120° et le rapport de démultiplication inférieur ou égal à 5.

La forme des dents du pignon est déterminée par celle de la chaîne; en particulier, dans le cas des chaînes à rouleaux, le fond de dent doit avoir la forme du rouleau, c'est-à-dire qu'il est cylindrique. Le flanc de la dent comporte une partie droite et un arrondi à sa partie haute pour permettre l'échappement du rouleau.

Pour le calcul de la longueur des chaînes, on peut confondre sensiblement le pas, qui est la longueur du maillon rectiligne, avec la corde qu'il sous-tend. Si une roue de rayon primitif R a N dents, on a sensiblement :

$$2 \pi R = N p.$$

Sur la figure *89*, on voit que, si on appelle α l'angle en radians, complémentaire du 1/2 angle d'engrènement du petit pignon, la longueur de la chaîne est :

$$L = \underbrace{\pi R + 2\alpha R}_{\text{Partie engrenant sur le grand pignon}} + \underbrace{\pi r - 2\alpha r}_{\text{Partie engrenant sur le petit pignon}} + \underbrace{2d\cos\alpha}_{\text{Parties libres}}$$

Si r et R sont assez peu différents, α est petit et on a :

$$\alpha \simeq \sin\alpha = \frac{R - r}{p}$$

$$\cos\alpha \simeq 1$$

d'où la longueur $L = \pi R + \pi r + 2d + 2(R - r)\dfrac{R - r}{d}$

$$\text{ou : } L = \pi(R + r) + 2d + 2\frac{(R - r)^2}{d}.$$

On peut exprimer cette longueur en fonction du nombre de dents et du pas, et la formule devient :

$$\text{Nombre de dents de la chaîne } \frac{L}{p} = \frac{N + n}{2} + 2\frac{d}{p} + \frac{\left(\dfrac{N - n}{\pi}\right)^2}{2\dfrac{d}{p}}.$$

Si les rayons sont très différents, il y a lieu de calculer l'angle α et de faire un calcul exact. Il faut toujours choisir le nombre de maillons par excès, la chaîne ne devant pas être rigidement tendue.

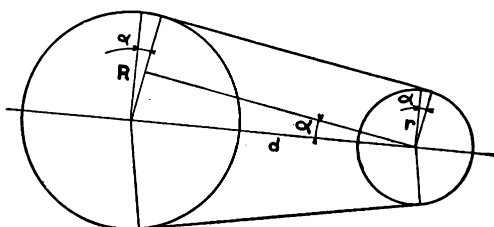


Fig. 89. — Transmission par chaîne (calcul de la longueur de la chaîne).

Lorsque les chaînes s'usent, la tension diminue par suite des jeux. Il y a lieu de prévoir soit un pignon tendeur de chaîne, soit des possibilités de rattrapage par déplacement du pignon mené. Par exemple, sur les locotracteurs, on obtient ce résultat en montant l'essieu entraîné par chaîne avec des boîtes d'essieux placées entre des glissières réglables, en position longitudinale, à l'aide de boulons.

Du fait de ces dispositifs, le graissage des chaînes est souvent difficile et, comme elles sont exposées à recueillir des poussières abrasives, leur usure est rapide. Lorsqu'il n'est pas possible de les mettre sous carter avec graissage par bain d'huile, il faut assurer un léger graissage continu, qui élimine les particules étrangères avec l'excès d'huile.

Pour calculer les chaînes, on détermine individuellement leurs différents éléments suivant leur mode de travail : résistance des maillons à la traction, des axes de rouleaux au cisaillement, les pressions de contact, etc. Les fournisseurs donnent la valeur de la tension admissible.

Le calcul des dents des pignons se fait, comme pour les engrenages, en tenant compte de la plus petite section de la dent. Théoriquement, la tension de la chaîne devrait se répartir sur les dents en prise de chaque pignon. En réalité, dès qu'il s'est produit un peu d'usure, un seul rouleau est en contact avec une dent et il est prudent de faire le calcul en supposant la tension totale appliquée à la tête de la dent.

CHAPITRE VII

ÉLÉMENTS SPÉCIAUX AUX TRANSMISSIONS DE TRACTION

INVERSION DU MOUVEMENT APPLICATION DE L'EFFORT A L'ESSIEU

7.1. INVERSEURS INDEPENDANTS

La plupart des engins moteurs sur rail doivent pouvoir se déplacer à n'importe quelle vitesse dans les deux sens de marche. On interpose donc un inverseur dans la chaîne de transmission. Sur une automobile, une seule vitesse suffit en marche arrière.

Les inverseurs utilisés sont de deux types principaux :

— l'inverseur à pignons coniques;

— l'inverseur à pignons de renvoi.

7.1.1. Inverseur à pignons coniques (fig. 90).

Il est constitué par un pignon conique recevant l'effort moteur et constamment en prise avec deux couronnes dentées montées folles sur leur arbre, lui-même perpendiculaire à l'arbre du pignon.

Un *crabot* peut se déplacer sur l'arbre portant les deux couronnes et rendre cet arbre solidaire de l'une ou de l'autre. Pour une rotation de sens donné de l'arbre du pignon, on obtient ainsi à volonté une rotation de l'arbre conduit dans l'un ou l'autre sens. La transmission de mouvement s'effectue, dans ce cas, entre deux arbres perpendiculaires.

Sur certains engins, l'inverseur est placé dans le pont moteur lorsque l'entraînement de l'essieu se fait par pignons coniques (voir plus loin).

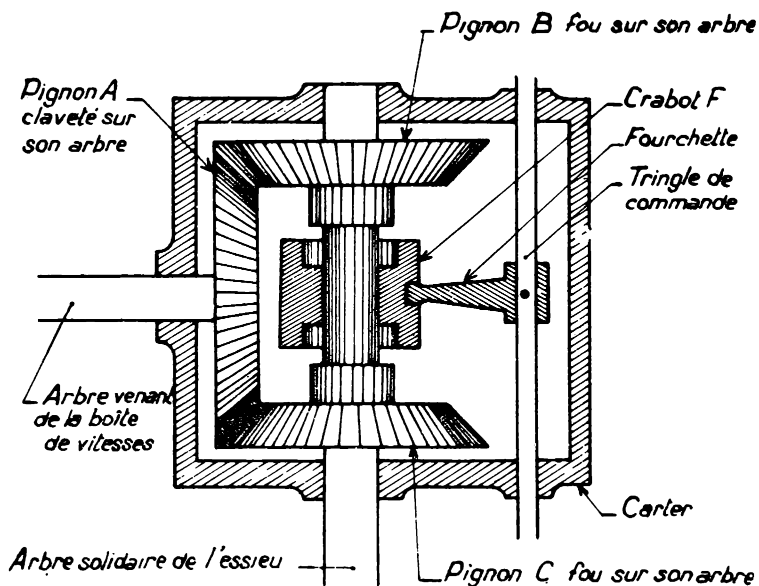


FIG. 90. — Inverseur à pignons coniques.

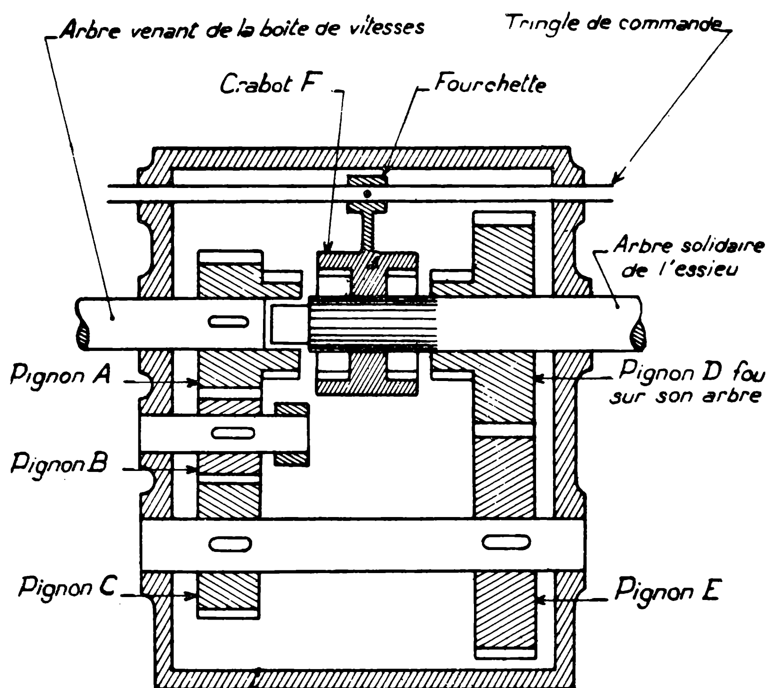


FIG. 91. — Inverseur à pignons cylindriques.

7.1.2. Inverseur à pignons de renvoi (fig. 91).

Dans cet inverseur, l'effort moteur est transmis à l'arbre conduit :

— soit directement au moyen de deux engrenages cylindriques pour la marche avant;

— soit par l'intermédiaire d'un ou plusieurs pignons de renvoi, qui inversent le sens de rotation pour la marche arrière.

Dans ce cas, l'entraînement se fait entre des arbres parallèles. L'inverseur est placé avant ou après la boîte de vitesses; dans certains cas, il fait corps avec cette dernière (automobile).

Dans les transmissions électriques, l'inversion s'effectue en changeant le sens du courant dans les inducteurs des moteurs de traction.

7.2. POSITION DU MOTEUR PAR RAPPORT A L'ESSIEU. DESCENTE DE MOUVEMENT

Sur les engins ferroviaires légers, en particulier sur les autorails, se posent les problèmes les plus difficiles. Le moteur peut être placé soit dans la caisse, soit sur un boggie moteur. L'installation du moteur dans la caisse présente les avantages suivants :

a) le moteur est mieux suspendu et, par suite, moins soumis aux vibrations en provenance de la voie, génératrices d'usure et de desserrage d'écrous;

b) le raccordement du moteur à ses auxiliaires est plus facile (circuits d'eau, d'huile, de gas-oil, aspiration d'air frais et échappement des gaz brûlés, circuits ou organes de commande et de contrôle);

c) l'étanchéité de l'engin est facile à assurer.

Par contre, elle a des inconvénients :

a) le démontage et l'échange du moteur sont, en général, plus compliqués et nécessitent des démontages auxiliaires (parois ou pavillon), des moyens de manutention;

b) l'échange d'un boggie moteur complet avec son moteur, en service, est une opération aisée si les auxiliaires du moteur sont en majorité sur le boggie. Il ne nécessite aucun travail sur la transmission, ce qui n'est pas le cas si le moteur est dans la caisse;

c) la transmission est beaucoup plus compliquée lorsque le moteur est dans la caisse, car les mouvements relatifs de l'essieu par rapport au moteur sont plus importants et plus variés.

Avec le moteur sur le boggie, les seuls déplacements de l'essieu proviennent de la flexibilité de la suspension (en général, suspension primaire seulement).

Si le moteur est dans la caisse, la position de l'essieu est influencée par :

— la flexibilité des suspensions primaire et secondaire;

— la rotation du boggie autour de son pivot, c'est-à-dire autour de trois axes perpendiculaires : un axe vertical, un axe longitudinal, un axe transversal.

La transmission doit permettre l'application de l'effort à l'essieu tout en permettant ces déplacements relatifs.

On peut distinguer, en gros, deux cas :

1° l'arbre menant est, au repos et sur voie horizontale, perpendiculaire à l'essieu qu'il entraîne. Nous appellerons ces transmissions : *entraînements perpendiculaires ou orthogonaux.* C'est le cas de l'automobile et de la plupart des autorails;

2° l'arbre menant est parallèle à la position moyenne de l'essieu (au repos et sur voie horizontale); c'est le cas, en général, pour les transmissions électriques. Nous appellerons ces transmissions *entraînements parallèles.* C'est le cas des locomotives électriques et Diesel électriques.

Dans les deux cas, si le moteur est dans la caisse, il faut rattraper la différence de niveau entre la sortie du moteur et l'essieu. Comme les débattements de ce dernier sont verticaux, l'attaque se fait toujours par un axe horizontal, ou sensiblement tel, pour limiter les variations de longueur des arbres menants.

Le problème se ramène donc à transmettre un mouvement entre deux arbres horizontaux, situés dans des plans différents.

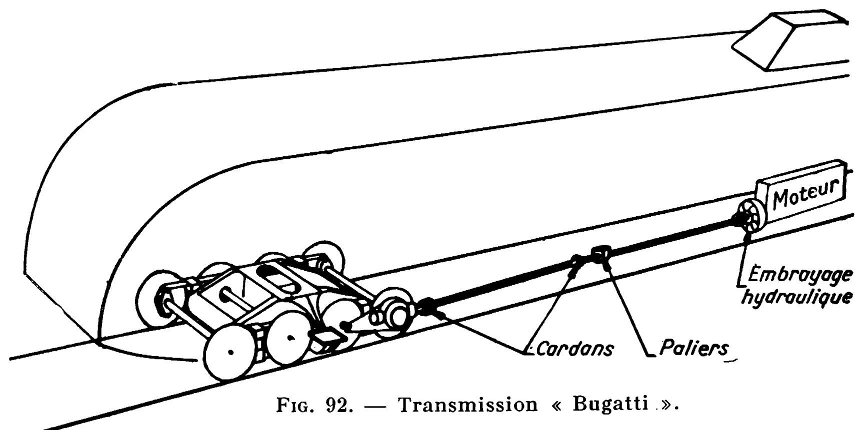


Fig. 92. — Transmission « Bugatti ».

Ceci peut s'effectuer de deux façons distinctes :

a) si les deux arbres en question sont suffisamment éloignés l'un de l'autre, on utilise des transmissions de grande longueur à cardans ou à flector, avec interposition d'un joint télescopique (joint coulissant à cannelures). C'est ce qui existe sur un grand nombre d'automobiles (à l'exception des types à « traction avant ») et, dans une technique dérivée, sur les autorails Bugatti, dont les moteurs sont au centre de la caisse (*fig. 92*);

b) si les deux arbres sont dans des plans verticaux voisins, on utilise une « descente de mouvement », dont l'exemple le plus caractéristique existe dans la transmission Renault. Celle-ci comporte deux renvois d'angle orthogonaux par pignons coniques (dont l'un, à la partie haute, est

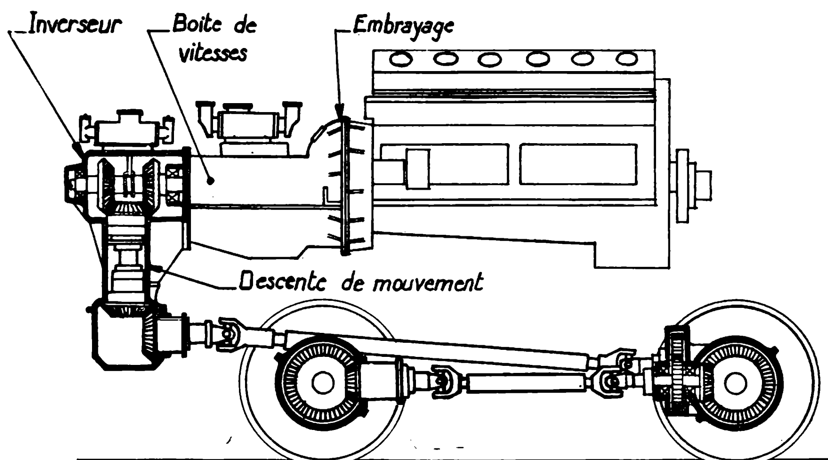


FIG. 93. — Transmission autorail A.B.J. (Renault).

combiné avec l'inverseur) et un arbre à cardans et à joint coulissant (par cannelures) entraînant un réducteur. Ce dernier commande le pont principal et un pont secondaire (*fig. 93*).

7.3. ENTRAINEMENTS ORTHOGONAUX

L'entraînement orthogonal s'effectue à l'aide d'un pont moteur [1].

Les ponts moteurs sont à couple conique lorsque l'axe de l'essieu et celui de l'arbre d'entraînement sont concourants. Dans le cas contraire, on utilise un entraînement par vis tangente ou par vis globique. L'automobile utilise de plus en plus les couples hypoïdes. Sur les autorails, malgré leurs qualités de silence, ils ne semblent pas encore avoir été appliqués.

La couronne solidaire de l'essieu est emmanchée sur celui-ci à la presse ou par contraction après réchauffage dans l'huile. Dans quelques

---

1. Sur les véhicules routiers, le pont moteur diffère de l'essieu-pont par la présence du différentiel : l'essieu est en deux parties entraînant chacune une roue.

Le rayon de braquage pouvant être très faible, les deux roues de l'essieu moteur doivent pouvoir tourner à des vitesses différentes. Le différentiel est constitué par un groupe de quatre pignons coniques; deux d'entre eux sont montés sur chacun des demi-essieux; les deux autres sont fous sur un axe perpendiculaire à l'essieu porté par la couronne menante.

Les couples appliqués aux deux demi-essieux sont toujours égaux, mais ceux-ci peuvent être animés de vitesses de rotation différentes, dont la moyenne arithmétique est égale à la vitesse de rotation de la couronne (*fig. 94*).

cas, et surtout à titre de pièces de rechange, on utilise des couronnes en deux parties, mais seulement dans le cas de couples coniques.

Pour la bonne tenue des transmissions, il y aurait intérêt à utiliser des couronnes élastiques, comme dans les transmissions électriques (voir plus loin). Il ne semble pas que cette solution ait déjà reçu des applications. Dans l'automobile, un premier étage de suspension, le pneu, amortit les chocs sur les ponts moteurs.

Lorsque l'inverseur est combiné avec le pont moteur, celui-ci comporte deux couronnes coniques montées folles sur l'essieu et engrenant toutes deux en permanence avec le pignon d'attaque. Un crabot coulissant sur des cannelures de l'essieu et commandé par une fourchette peut être rendu solidaire de l'une ou de l'autre des deux couronnes (*fig. 95*).

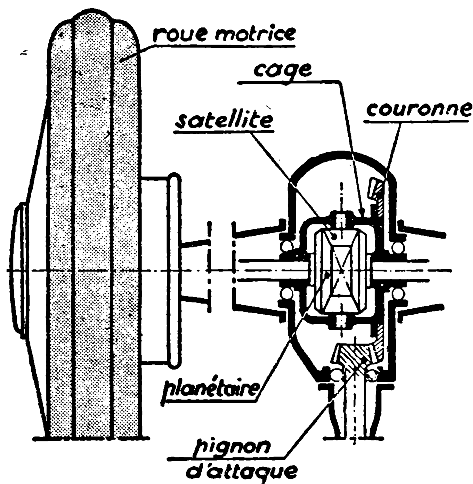


Fig. 94. — Partie du pont arrière d'une automobile montrant la disposition des différentes roues du différentiel.

L'arbre portant le pignon d'attaque est monté dans le carter du pont. Il y a intérêt à ce qu'il soit aussi long que possible pour que son guidage par les roulements de ses deux extrémités soit bon et maintienne, d'une façon parfaite, la concourance des axes, faute de quoi les dentures s'usent très vite. De même, les roulements doivent conserver des jeux faibles.

Le carter du pont est porté, d'une part, par l'essieu, par l'intermédiaire de deux coussinets ou de roulements, d'autre part, par une barre de réaction qui empêche le pont de tourner autour de l'essieu sous l'influence du couple de réaction (égal et opposé au couple moteur) [1]. Cette barre de réaction doit permettre les mouvements de l'essieu :

— *dans le sens vertical :* son point d'appui est généralement constitué par des ressorts puissants en opposition qui encaissent la réaction des chocs dus à la voie.

— *dans le sens horizontal :* l'essieu ayant un léger jeu transversal. Ce résultat s'obtient soit en articulant la barre autour d'un axe vertical

1. Le jeu de la barre de réaction provoque, suivant le sens de marche, une décharge ou une surcharge de l'essieu, fonction de la longueur de la bielle et de la position du point de réaction (voir plus loin étude détaillée dans le cas simple des moteurs suspendus par le nez).

porté par le pont (autorails Renault, type A.B.J., *fig. 96*), soit en donnant un jeu équivalent sur le point d'appui (autorails 600 ch S. N. C. F., *fig. 97*).

Sur les véhicules routiers, c'est souvent l'arbre d'attaque — appelé d'ailleurs communément « arbre de transmission » — qui joue le rôle

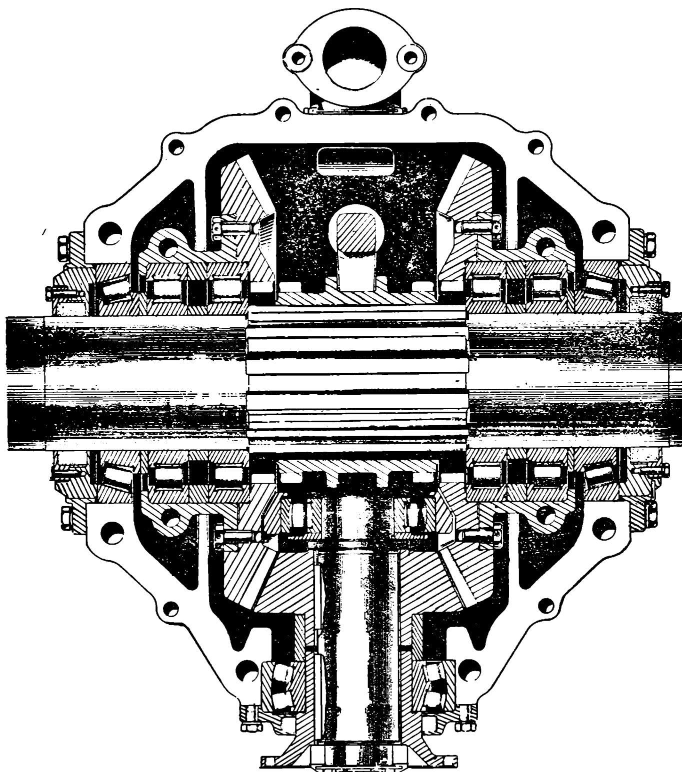


Fig. 95. — Pont moteur à inverseur (Aut. de Dietrich).

de barre de réaction. Il doit alors être convenablement guidé dans un manchon fixé au carter du pont arrière.

7.4. ENTRAINEMENTS PARALLELES TRANSMISSION ELECTRIQUE

Pratiquement, on ne trouve d'entraînements parallèles que sur les engins à transmission électrique, bien que les solutions mécaniques adoptées dans ce cas soient parfaitement applicables à d'autres types. Nous sommes donc amenés à décrire brièvement les différents types d'entraînements utilisés sur les machines électriques et Diesel-électriques.

On distingue deux grandes classes suivant le système de suspension des moteurs : moteurs suspendus par le nez ou moteurs entièrement suspendus.

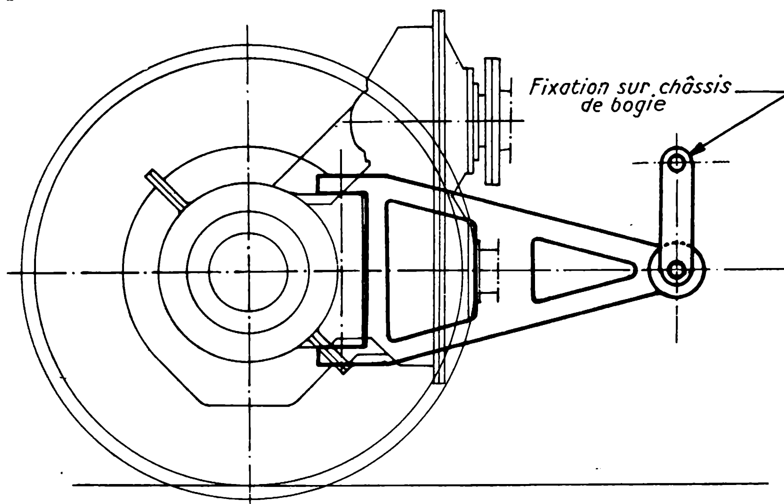


Fig. 96. — Barre de réaction (Autorails Renault A.B.J.).

7.4.1. Moteurs « suspendus par le nez ».

Chaque moteur comporte un ou deux pignons qui engrènent directement avec la ou les roues fixées sur l'essieu.

Afin de maintenir invariable la distance entre les axes des moteurs et des essieux, chaque moteur s'appuie, d'une part, sur l'essieu corres-

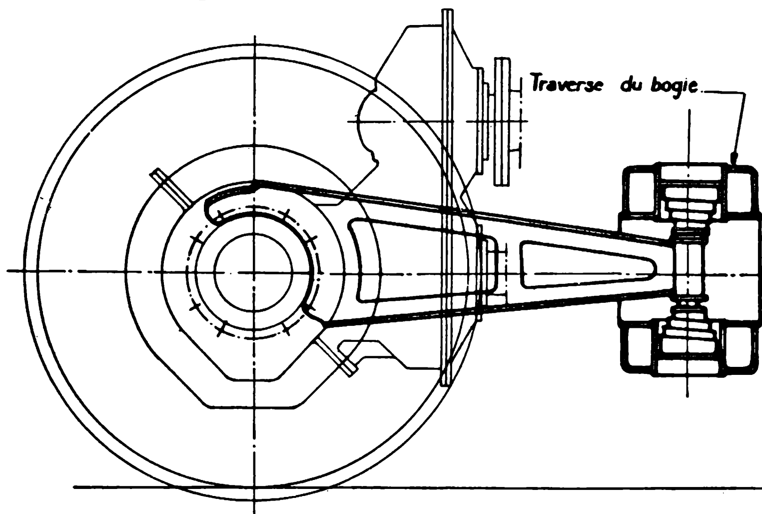


Fig. 97. — Barre de réaction (Autorails 600 ch S.N.C.F.).

pondant au moyen de deux paliers et, d'autre part, sur la traverse de charge du boggie (*fig. 98*).

La suspension du moteur sur cette traverse est généralement assurée par l'intermédiaire d'un nez venu de fonderie avec la carcasse. Ce nez

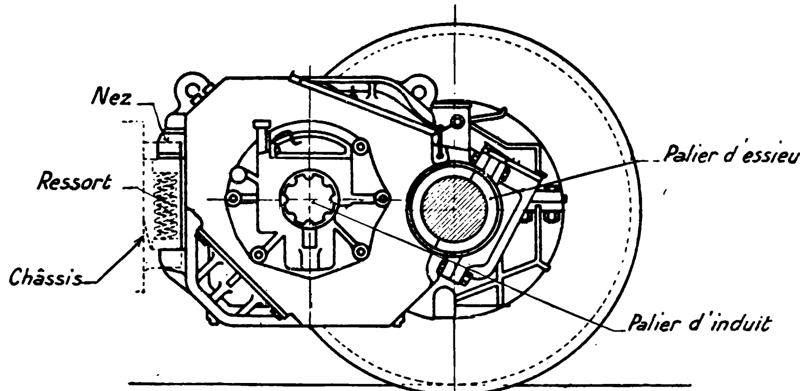


FIG. 98. — Moteur suspendu par le nez.

s'appuie sur un système élastique constitué, suivant le type de machine, par des ressorts à lames, à volute ou en spirale, susceptible d'agir dans les deux sens de rotation.

Remarque I. Cabrage des boggies. — Dans les engins équipés avec des moteurs suspendus par le nez, le moteur ne peut fournir son effort qu'en prenant appui sur le châssis du boggie, en tendant à produire,

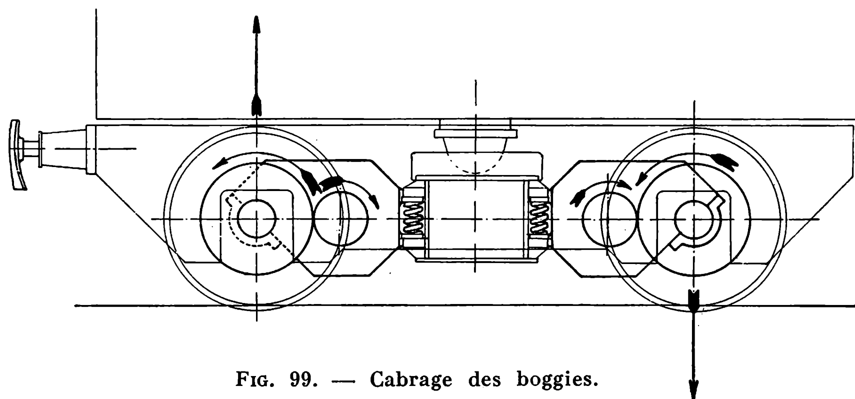


FIG. 99. — Cabrage des boggies.

suivant le sens de rotation, un soulèvement ou un abaissement de celui-ci (*fig. 99* et *100*).

Dès que les moteurs entrent en action, il se produit un changement de répartition du poids entre les essieux : l'un des essieux est déchargé et l'autre surchargé.

Or, lorsqu'au démarrage les moteurs sont couplés en série, ils sont parcourus par la même intensité et fournissent le même effort. L'effort total est donc alors limité par l'adhérence de l'essieu le plus déchargé.

Considérons sur la figure les forces développées au moment de l'application de l'effort moteur. En vertu du principe de la superposition des états d'équilibre, on peut considérer ces forces isolément, indépendamment de la répartition statique des poids existant préalablement à l'application de l'effort.

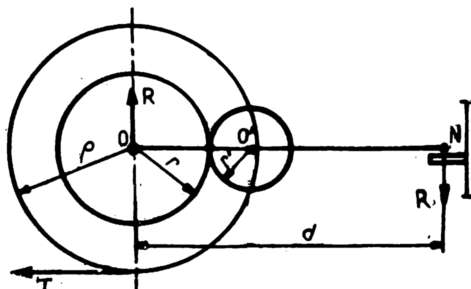


Fig. 100. — Déchargement des essieux dans les boggies à moteurs suspendus par le nez.

O étant l'axe de l'essieu, O' l'axe de l'induit et N le point d'appui du nez du moteur, on voit que, pour que l'essieu démarre dans le sens inverse des aiguilles d'une montre, il faut que le nez du moteur exerce une réaction dirigée vers le bas R'.

En effet, en l'absence de cette réaction, l'essieu resterait fixe et c'est le moteur qui se mettrait à tourner autour de l'essieu dans le sens des aiguilles d'une montre. Du fait de l'égalité du couple-moteur et du couple de réaction autour de l'essieu, on peut écrire :

$$T\rho = d\,R'.$$

Le châssis du boggie étant surchargé de R' [1], l'essieu est déchargé de :

$$R = R' = \frac{T\rho}{d}$$

Ce déchargement de l'essieu se comporte exactement comme une diminution de l'adhérence.

En effet, nous savons que l'effort applicable à un essieu chargé de P est :

$$T = f\,P.$$

Sur l'essieu entraîné par un moteur suspendu par le nez, on ne peut appliquer qu'un effort :

$$T = f\left(P - \frac{T\rho}{d}\right)$$

d'où :

$$T = \frac{f\,P}{1 + \frac{f\rho}{d}}$$

Tout se passe comme si l'adhérence s'était abaissée de f à

$$f' = \frac{f}{1 + \frac{f\rho}{d}}$$

1. L'autre moteur tendant à décharger le châssis de la même quantité R', si R et R' sont appliqués tous les deux pratiquement dans l'axe du boggie, ces deux forces se compensent et ne donnent lieu à aucune répartition secondaire sur les essieux.

Si on prend, par exemple :

$$f = 0{,}2, \quad D = 1{,}2, \quad \rho = 0{,}60$$

$$f \text{ devient : } f' = \frac{0{,}2}{1 + 0{,}2 \times \dfrac{0{,}6}{1{,}2}} = \frac{0{,}2}{1{,}1} \simeq 0{,}18.$$

L'adhérence est donc diminuée de 10 %.

Sur les machines à boggies moteurs, l'adhérence du premier essieu est encore diminuée du fait que l'entraînement de la caisse se fait par le pivot de boggie à une hauteur h, alors que l'effort est appliqué aux essieux à la hauteur ρ, d'où un couple de relèvement égal à $2\,T\,(h - \rho)$ et un déchargement supplémentaire $2\,T\,\dfrac{h - \rho}{2\,d}$ ou $T\,\dfrac{h - \rho}{d}$.

Enfin, l'effort de traction étant appliqué dans le plan de l'attelage à la hauteur H, il s'ensuit un déchargement supplémentaire qui est fonction du nombre de boggies, de leur mode de liaison et de l'écartement des pivots.

Pour diminuer ou compenser cet effet de « câbrage », on peut :

a) augmenter d en allongeant les boggies moteurs;

b) appliquer, à l'aide d'air comprimé par exemple, une surcharge momentanée au boggie au moment du démarrage, c'est-à-dire lorsqu'il risque le plus de patiner; cette solution est appliquée à quelques machines électriques et Diesel-électriques (BBB-6002 et 040-DD-1 à 3 de la S. N. C. F., *fig. 101*);

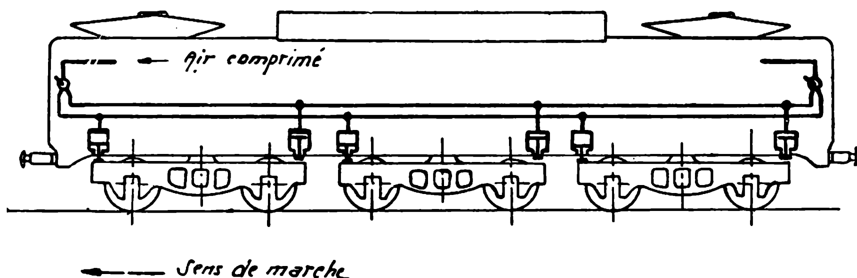


Fig. 101. — Système d'anticabrage à air comprimé de la BBB 6002 de la S.N.C.F.

c) diminuer l'effort moteur sur l'essieu déchargé en l'augmentant sur l'essieu surchargé par réglage de l'excitation des moteurs;

d) introduire des relais d'antipatinage, qui diminuent et même suppriment l'effort moteur (relais différentiels de tension, 040-DE de la S. N. C. F.), dès qu'apparaît la tendance au patinage. En effet, dès qu'un essieu patine, la vitesse de son moteur, donc la force contre-électromotrice correspondante, augmente aux dépens de la tension aux bornes des autres moteurs.

Remarque 2. Transmission élastique. — Lorsque les engrenages entre moteur et essieu sont d'une seule pièce, tous les chocs transmis par la voie à l'essieu sont répercutés au moteur par le pignon. Ces chocs provoquent assez rapidement des détériorations de l'induit et des dents des couples d'engrenages.

Pour éviter cet inconvénient, les machines à moteurs suspendus par le nez sont très souvent munies de pignons élastiques. Un tel pignon est constitué par une couronne dentée entraînée, par l'intermédiaire de ressorts, par un croisillon fixé au moteur (*fig. 102*).

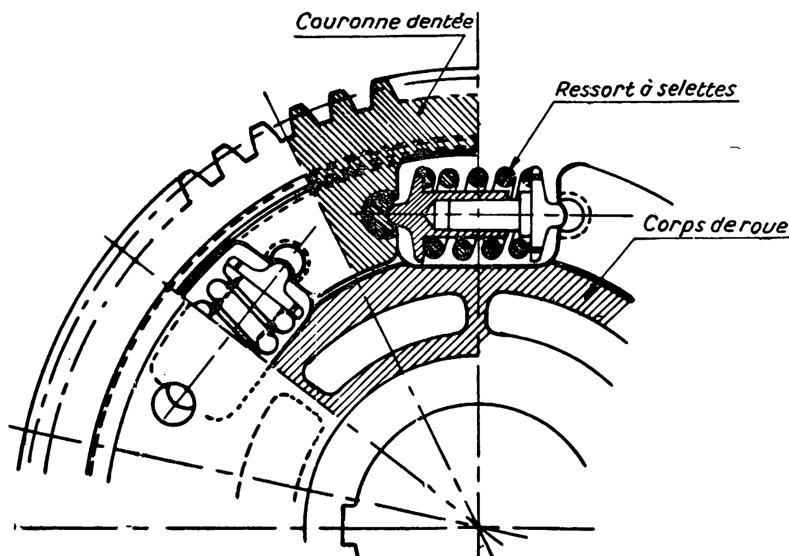


Fig. 102. — Pignon élastique.

Cette disposition présente un avantage supplémentaire lorsque l'entraînement est bilatéral. En effet, avec les engrenages rigides, il est très difficile de caler les deux pignons d'un même moteur avec une précision suffisante pour qu'ils transmettent aux deux roues d'engrenages de l'essieu des efforts égaux. Au contraire, ce calage est grandement facilité avec des engrenages élastiques, car la précision à atteindre est beaucoup plus faible : un léger écrasement supplémentaire des ressorts permet, à l'un des pignons, de rattraper le jeu par rapport à l'autre sans grande variation de l'effort tranmis.

7.4.2. Moteurs entièrement suspendus.

Les moteurs entièrement suspendus peuvent être montés sur le châssis principal de la locomotive ou sur des boggies spéciaux à deux ou trois essieux. Dans les deux cas, il y a nécessairement déplacement relatif en

marche entre l'essieu commandé, roulant sur les rails, et un essieu fictif lié rigidement au moteur.

Le débattement vertical de l'axe de l'essieu peut atteindre ± 40 mm de part et d'autre de sa position moyenne sur une locomotive, son débattement horizontal ± 10 mm. Ces valeurs sont à diminuer un peu pour les autorails ou trains automoteurs.

Il existe deux types principaux de commande des essieux par les moteurs entièrement suspendus :

— la commande par bielles (commande collective);

— la commande par entraînement concentrique (commande individuelle).

7.4.2.1. Commande par bielles. — Héritée de la traction vapeur, elle a été très employée au début de la traction électrique. Toutefois, il existe une différence fondamentale entre ces deux types de commande par bielles. En effet, les bielles motrices d'une locomotive à vapeur ne sont pas fixées rigidement à une pièce quelconque de la masse suspendue, mais les efforts sont transmis par l'intermédiaire d'un matelas de vapeur.

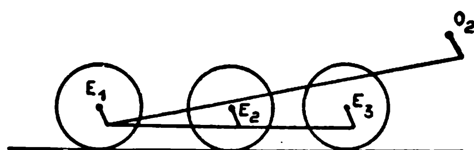


FIG. 103. — Commande à longues bielles du *Pennsylvania*.

Au contraire, sur les machines électriques, les bielles motrices sont articulées sur les manivelles fixées aux axes des moteurs. Aussi, si l'on considère l'ensemble des bielles d'un côté de la machine, cet ensemble constitue un système isostatique (1) qui serait susceptible de transmettre à lui seul l'effort moteur aux essieux.

Mais, dès que l'on considère simultanément les ensembles de bielles des deux côtés de la machine, ces deux ensembles constituent un système hyperstatique. Il est nécessaire d'introduire, sur le système simple des locomotives à vapeur, des parties déformables pour rendre l'ensemble isostatique. Il y a donc deux catégories de dispositifs de transmission par bielles :

— les systèmes hyperstatiques;

— les systèmes isostatiques.

D'une façon générale, d'ailleurs, ces dispositifs ne sont presque plus employés, sauf dans les pays de l'Europe centrale et en Italie du Nord.

a) *Systèmes hyperstatiques.*

Ils dérivent directement des bielles des machines à vapeur. Citons, à titre d'exemple, le type Pennsylvania (*fig. 103*) à longues bielles, et le système de Kando à triangles rigides et à coulisseaux (*fig. 104*).

1. On appelle isostatique toute construction dans laquelle les efforts, auxquels sont soumises les pièces qui la constituent, peuvent être calculés sans qu'il soit nécessaire de connaître les déformations élastiques de ces pièces. Dans le cas contraire, la construction est hyperstatique.

b) *Systèmes isostatiques.*

On les obtient en rendant déformables les systèmes hyperstatiques, de façon à éviter d'introduire des contraintes dues aux déformations, au jeu des articulations, à l'élasticité des pièces, etc. Par exemple, dans le système de Kando, on supprime les coulisseaux et on remplace le triangle rigide par un quadrilatère articulé (*fig. 105*).

7.4.2.2. Commande individuelle. — Les dispositifs de commande individuelle des essieux moteurs sont extrêmement nombreux. On peut distinguer quatre grands types :

— les dispositifs à biellettes (systèmes Buchli et Oerlikon);

— les dispositifs à arbre creux (A. E. G.);

— les dispositifs inspirés des deux modes précédents (anneau dansant);

— les dispositifs à déformations élastiques, qui, à la différence des précédents, ne comportent pas de pièces articulées.

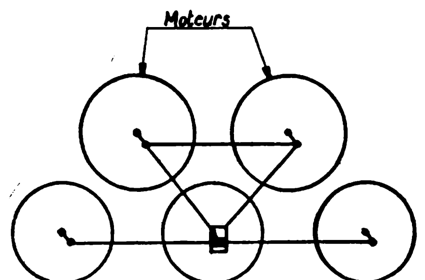


Fig. 104. — Commande à triangle rigide et coulisseaux (de Kando).

a) *Dispositifs à biellettes.*

1° BUCHLI (*fig. 106*). — L'entraînement de chaque essieu moteur est assuré au moyen de deux trains d'engrenages disposés à l'extérieur des roues motrices. La roue d'engrenage est montée folle sur un axe fixé à la caisse. Elle est ainsi toujours en contact avec le pignon, puisque celui-ci est solidaire du moteur fixé dans la caisse. Elle est reliée à la roue

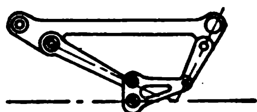


Fig. 105. — Triangle déformable de Kando.

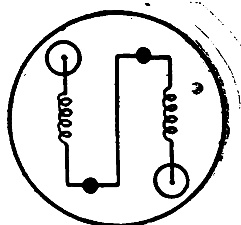


Fig. 107. — Principe de la transmission Oerlikon.

motrice par un mécanisme d'accouplement placé à l'intérieur de la roue dentée.

2° OERLIKON (*fig. 107*). — Le dispositif Oerlikon se rapproche du système Buchli, mais l'ensemble est plus symétrique et les biellettes sont élastiques.

Dispositif de transmission entre moteur et roue motrice.
Transmission BUCHLI
(position de repos)

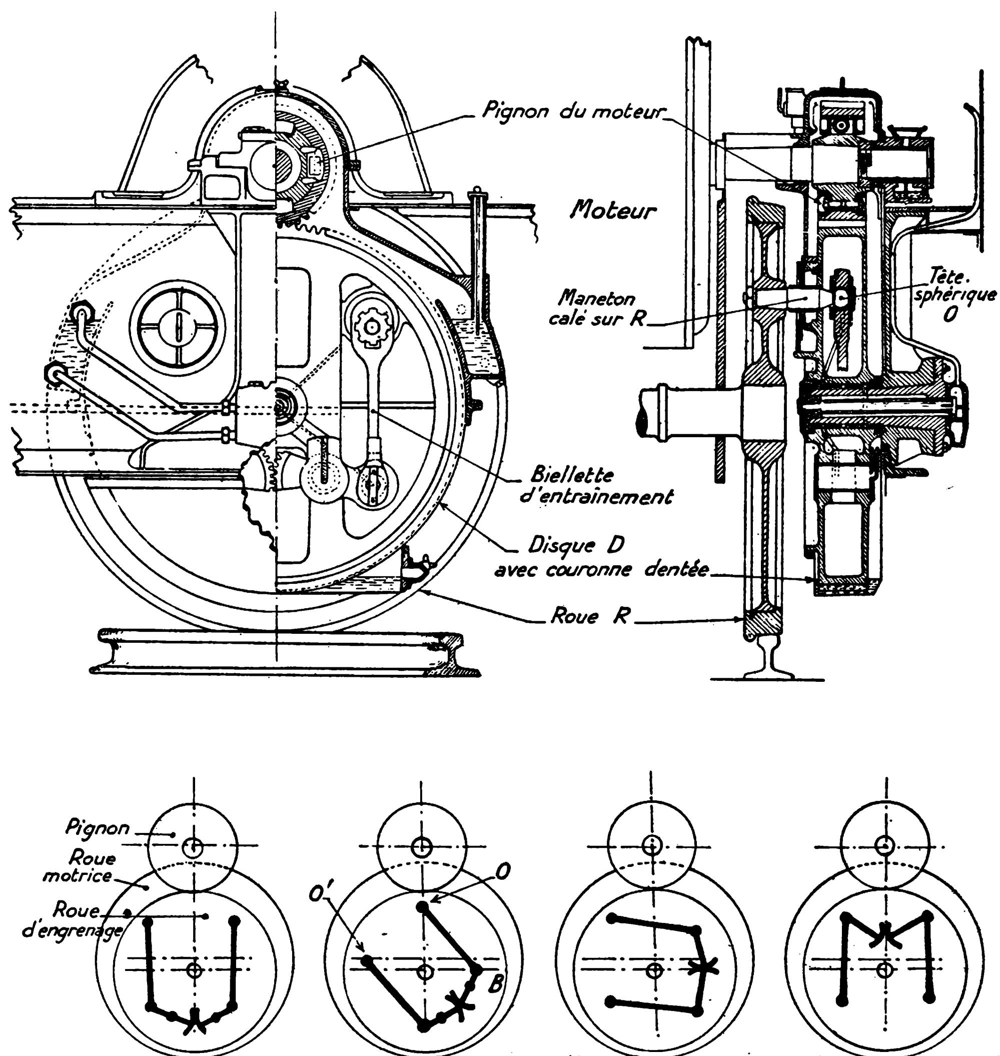


FIG. 106.

b) *Dispositifs à arbre creux.*

Un arbre creux entourant l'essieu moteur tourne dans des paliers solidaires de la carcasse du moteur.

Il possède, à chaque extrémité, un flasque muni d'une couronne dentée entraînée par le pignon moteur.

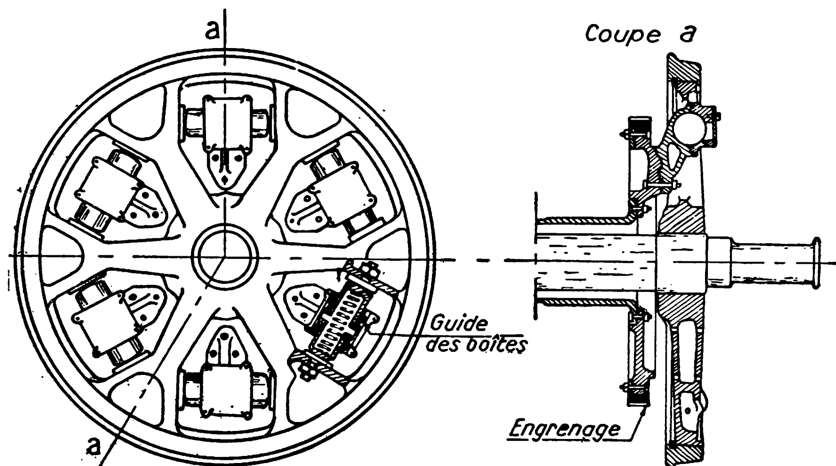


Fig. 108. — Transmission A.E.G. Kleinow (cup-drive).

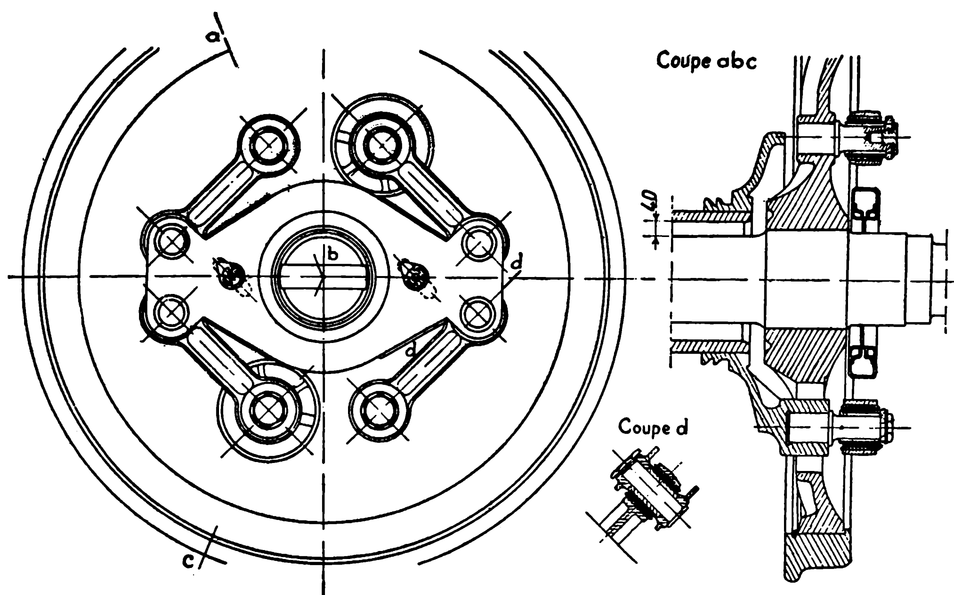


Fig. 109. — Entraînement à anneaux dansants (Alsthom, CC 7.100).

L'essieu moteur est logé dans l'arbre creux avec un jeu suffisant pour permettre à ces deux organes de prendre des positions relatives différentes sans friction. La différence entre le diamètre de l'essieu et le diamètre intérieur de l'arbre creux est de l'ordre de 90 mm.

Les deux flasques de l'arbre creux sont reliés aux roues motrices par des dispositifs d'entraînement élastique.

Dans le système A. E. G. (*Allegemeine Elektrizitäts Gesellschaft*) appliqué aux machines 2-D-2 5001 à 24 et à la locomotive Diesel-électrique 262-DB-1 de la S. N. C. F., des bras d'entraînement sont fixés sur les flasques. Des boîtes à ressorts, en deux parties non contiguës, sont logées dans les bras d'entraînement et contiennent des ressorts à boudins. Elles s'appliquent sur des plaques d'appui fixées sur la roue motrice (cup-drive).

Quand le moteur tourne, le pignon entraîne l'arbre creux, qui communique son mouvement aux bras d'entraînement et, par conséquent, aux boîtes à ressorts, et celles-ci aux rayons (*fig. 108*).

c) *Systèmes à anneaux dansants.*

Dans tous ces systèmes, l'arbre creux entraîne, par l'intermédiaire de biellettes, un anneau qui, lui-même, entraîne les roues par l'intermédiaire d'autres biellettes (*fig. 109*).

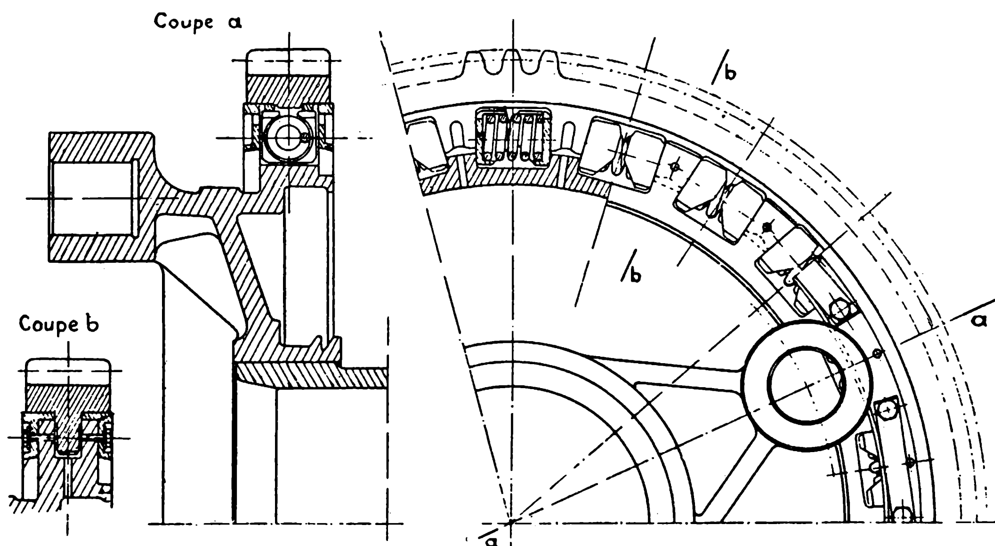


Fig. 110. — Roue dentée élastique (Alsthom, CC 7.100).

Dans certains cas les biellettes sont élastiques, dans d'autres elles sont simplement articulées sur l'anneau. Les articulations comportent quelquefois des silent-blocks, comme dans le système Alsthom.

Lorsque les biellettes ne sont pas élastiques, c'est le pignon moteur qui est en deux parties avec interposition de ressorts (*fig. 110*).

d) *Transmission à disques élastiques.*

Un dernier système de transmission, très différent des précédents, a été mis au point récemment par la B. B. C. sur les locomotives type Ae 4/4 des chemins de fer suisses.

Dans cette transmission, qui se place avant le train d'engrenages réducteur, l'effort est transmis par l'intermédiaire de disques flexibles montés sur un axe intérieur à l'arbre de l'induit qui est creux (*fig. 111*).

L'un des disques (3), entraîné par une douille (1) solidaire de l'induit, entraîne l'axe intérieur (5). Ce dernier entraîne le second disque (7), lui-même solidaire de l'arbre (9) du pignon moteur.

Le moteur est entièrement suspendu dans le boggie. Le train d'engrenages réducteur est placé dans un carter monté sur l'essieu.

On remarquera que cette transmission ne comporte pas de pièces en mouvement relatif (rotation ou glissement), donc pas de graissage ni de risques d'usure.

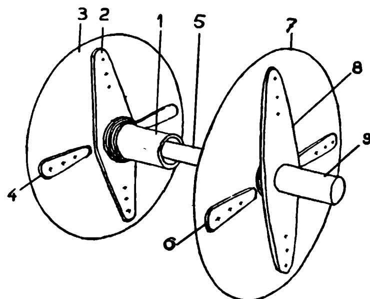


Fig. 111. — Montage du moteur et transmission à disques Brown Boveri : 1 Douille solidaire de l'induit. — 2 Bride d'entraînement solidaire de 1. — 3 Premier disque. — 4 Bride d'entraînement solidaire de 5 (décalée de 90° par rapport à 2). — 5 Arbre de torsion soudé à 4, passant dans l'arbre creux de l'induit. — 6 Bride d'entraînement clavetée sur 5. — 7 Second disque. — 8 Bride d'entraînement solidaire de l'arbre du pignon. — 9 Arbre du pignon soutenu par les paliers du carter.

Un système assez voisin est l'entraînement à lamelles type Oerlikon, utilisé sur l'automotrice française monophasée Z-9051. Ce système comporte également un induit à arbre creux et axe intérieur de torsion, mais la liaison entre cet axe et les douilles extrêmes est réalisée non par des disques élastiques, mais par des lamelles qui sont, en fait, des biellettes souples en feuillard d'acier à ressort (*fig. 112*).

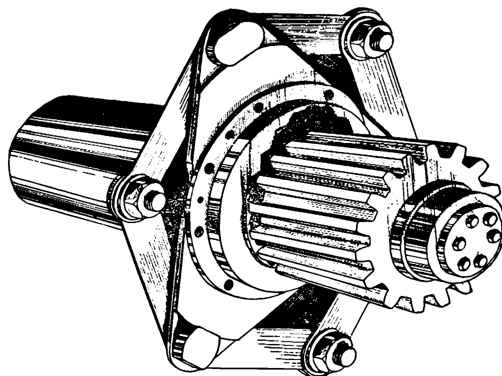


Fig. 112. — Entraînement « Oerlikon ».

CHAPITRE VIII

ÉLÉMENTS COMMUNS DES TRANSMISSIONS

ARTICULATIONS PALIERS, COUSSINETS, ROULEMENTS, BUTÉES LUBRIFICATION

8.1. GENERALITES

La grande majorité des machines utilisent des pièces tournantes (1). Presque tous les véhicules terrestres comportent des roues, et les moteurs, à l'exception des stato-réacteurs, fournissent leur effort sous forme d'un couple appliqué à un arbre en rotation. Très souvent, d'ailleurs, un problème difficile à résoudre dans la conception d'un moteur réside dans la transformation d'un mouvement rectiligne en mouvement circulaire.

Un moteur, une boîte de vitesses, un véhicule comportent donc des arbres tournants, portés par des pièces fixes (bâti, carcasse, suspension, etc.), et aussi, mais plus rarement, des pièces tournantes montées sur des arbres fixes. Enfin, la plupart des systèmes mécaniques comportent également des articulations et des pièces tournant les unes sur les autres.

Dans tous les cas, nous aurons affaire à un mécanisme comprenant un axe et une ou plusieurs pièces susceptibles de prendre, par rapport à cet axe, un mouvement relatif de rotation, d'amplitude et de vitesse variables.

On utilise généralement le terme d'articulation lorsque l'amplitude du mouvement est limitée ou lorsque la vitesse de rotation relative des

---

1. Citons, à titre d'exception : les fusées et engins à réaction, les projectiles.

pièces est soumise à des variations rapides et, en général, cycliques (articulations du système bielle-manivelle, par exemple).

Que l'une quelconque des pièces soit fixe. ou que toutes soient mobiles, le problème est exactement le même. Aussi l'étudierons-nous en nous plaçant dans le cas d'un arbre tournant dans un logement convenable d'une pièce fixe appelé palier.

Il existe deux grandes familles de paliers :
— les paliers à glissement ou *paliers lisses;*
— les *paliers à roulements.*

L'arbre tournant reçoit, en général, une charge F qu'il transmet à ses paliers (ou inversement), ou un couple C qu'il transmet à une roue ou à un autre arbre en prenant appui sur les paliers qui supportent une réaction F. Cette charge est perpendiculaire à l'axe, elle est dite radiale.

Dans certains cas, l'arbre tournant peut être soumis à des forces qui tendent à le déplacer suivant son axe (par exemple, poids de l'arbre s'il est d'axe vertical, charge sur un pivot, réaction d'un couple d'engrenages hélicoïdaux, etc.). Ces forces sont dites axiales. Pour les supporter, il faut une *butée*, si l'arbre traverse le bâti supportant le palier, ou une *crapaudine*, dans le cas contraire.

Les butées, comme les paliers, peuvent être lisses ou à éléments roulants.

Certains types de roulements admettent des efforts axiaux.

8.2. PALIERS LISSES

Schématiquement, un palier lisse est constitué par un alésage cylindrique, dont le diamètre D est légèrement supérieur à celui d de l'axe, également cylindrique. La différence des diamètres $D - d = 2\,e$ est le jeu diamétral, e est le jeu radial (*fig. 113*).

Si l'alésage et l'arbre sont rigoureusement cylindriques et d'axes parallèles, ils sont en contact théorique suivant une génératrice. Cela suppose que palier et arbre sont infiniment rigides. En réalité, ils sont élastiques : ils se déforment sous l'effort radial F_r appliqué par l'arbre au palier, et le contact se fait suivant une petite surface rectangulaire comprise entre deux génératrices (*fig. 114*).

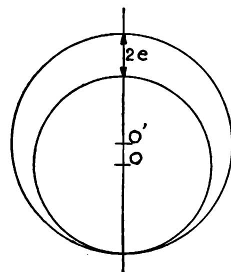


FIG. 113. — Contact théorique.

Lorsque l'arbre commence à tourner, sa surface glisse sur celle du palier et il y a frottement entre les surfaces en contact (*fig. 115*). Si φ est le coefficient de frottement, ce frottement produit une force tangentielle $T = \varphi\,F$, par conséquent, un couple :

$$\gamma = T\,\frac{d}{2} = \frac{\varphi\,F\,d}{2}$$

s'opposant à la rotation de l'arbre. En même temps, elle provoque le

déplacement de l'arbre dans le palier, comme indiqué sur la *figure 115*, jusqu'à ce qu'il y ait équilibre. On a alors, entre la réaction F du coussinet et la normale AO, un angle α tel que :

$$\text{tg}\ \alpha = \frac{T}{N} = \varphi$$

(N étant la composante de la réaction passant par les centres du coussinet et de l'arbre, φ le coefficient de frottement) et le déplacement ε du centre de l'arbre est :

$$\varepsilon = \frac{D - d}{2} \sin \alpha.$$

Si φ et α sont faibles :

$$\varepsilon \simeq \frac{D - d}{2} \alpha = \frac{D - d}{2} \varphi.$$

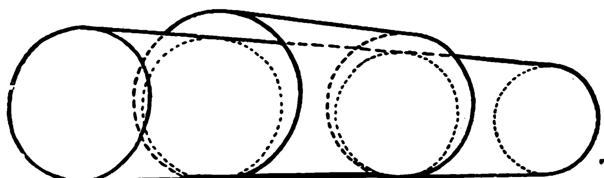


Fig. 114. — Contact réel, palier non graissé, arbre au repos.

D'autre part, si ω est la vitesse de rotation de l'arbre, la puissance perdue par frottement est :

$$W = \omega \gamma = \omega F \varphi \frac{d}{2}.$$

Cette énergie est proportionnelle au coefficient de frottement; elle se traduit par l'échauffement et l'usure des surfaces en contact.

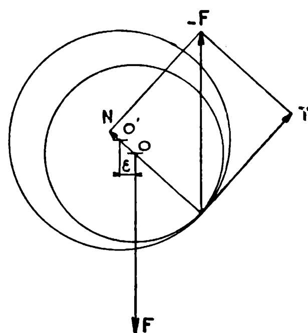


Fig. 115. — Arbre en rotation, palier non graissé.

Pour éviter des détériorations, il y a donc intérêt à avoir un coefficient de frottement φ aussi faible que possible.

Or, φ dépend de différents facteurs relatifs aux surfaces en contact :

— nature;
— état;
— distance réelle;
— éventuellement, nature du produit de lubrification interposé;
— dans une certaine mesure, vitesse relative.

8.2.1. Lubrification des paliers.

Le graissage des paliers permet de réduire d'une façon considérable le coefficient de frottement. Il existe deux modes de graissage bien distincts :

— **Le graissage hydrodynamique,** dans lequel un *film d'huile* est

interposé entre l'arbre et son logement. Dans ce cas, le frottement s'effectue non entre les pièces en rotation relative, mais entre des couches d'huile qui glissent les unes sur les autres et le coefficient de frottement φ a une valeur variant de quelques dix-millièmes à quelques centièmes. La viscosité de l'huile intervenant, le coefficient de frottement φ augmente considérablement avec la vitesse.

La naissance du film d'huile nécessite certaines conditions de vitesse, de pression et de qualité des surfaces. Les aspérités tendent à provoquer la rupture du film d'huile à une vitesse minimum plus élevée qu'avec des pièces parfaitement lisses.

Théoriquement, le graissage hydrodynamique ne dépend nullement de la *nature* des surfaces : si la rotation ne cessait jamais, on pourrait utiliser des matières quelconques, même très dures, tant comme arbre que comme palier, sous réserve encore que le film d'huile soit toujours alimenté. L'huile également pourrait être absolument quelconque et l'eau elle-même (ou le gas-oil) peuvent, dans certains cas, être utilisés comme lubrifiants.

Mais, le plus souvent, ces conditions ne peuvent être réalisées, et lorsque la vitesse tombe en dessous d'une certaine valeur, le film d'huile disparaît et seul est réalisé le graissage onctueux.

Dans le graissage hydrodynamique, l'arbre se place dans le palier, comme indiqué figure *116*. En effet, il existe une pression dans le film dans la zone où la section de passage de l'huile diminue (AB), une dépression ensuite (BC). On constate aisément que seule la position indiquée par la figure conduit à un équilibre.

On montre que O se place sur le cercle de diamètre O'O''; O'' étant la position de O au repos (O'O'' = e).

On remarquera que l'huile est entraînée par la rotation de l'arbre et constitue une sorte de coin qui alimente le film. La pression dans l'huile est donnée par une courbe semblable à celle de la figure *116*. Il y a intérêt à éviter les rainures, qui brisent le film d'huile.

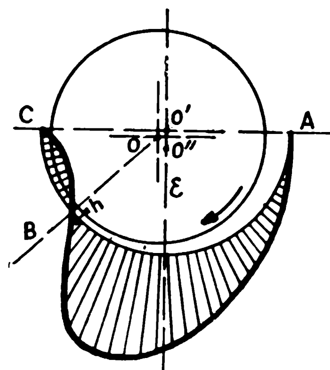


Fig. 116. — Graissage hydrodynamique. Diagramme des pressions dans le film d'huile.

— **Le graissage onctueux.** C'est ce mode de graissage qui intervient lorsque la vitesse est insuffisante pour faire naître un film d'huile. A ce moment, chacune des surfaces en contact est recouverte d'une couche monomoléculaire d'huile, dont les molécules sont perpendiculaires à la surface. Des études récentes montrent que le graissage onctueux est d'autant mieux assuré qu'il s'agit de molécules à chaîne plus longue. D'autre part, la présence d'une fonction acide gras, ou alcool, semble nécessaire, le radical hydrogéné se fixant à la surface du métal.

Le graissage onctueux n'est réalisé que si la distance des surfaces en contact est inférieure à un certain maximum, ce qui suppose un fini de surface suffisant et la possibilité pour les deux surfaces de s'adapter l'une à l'autre.

Aussi le palier n'est-il pas constitué par un simple alésage foré dans un bâti, car celui-ci est, presque toujours, en un métal dur. Il comporte une bague ou un coussinet, suivant le mode de montage, le métal utilisé et les conditions de service.

8.2.1.1. Bagues. — On utilise une bague lorsque :

— le logement du palier est indéformable et ne peut, par exemple, s'ouvrir suivant un plan diamétral;

— l'arbre peut être introduit dans la bague (ce n'est pas le cas, par exemple, des manetons et des paliers d'un vilebrequin);

— la pression unitaire n'est pas trop élevée, car la bague est nécessairement prise dans un métal d'une certaine dureté, sans quoi sa mise en place par serrage serait impossible;

— si la pression est élevée, la vitesse est faible.

Les bagues sont, le plus souvent, en bronze à teneur assez élevée en cuivre. Citons, à titre d'exemple, les alliages :

— B2 (nouvelle désignation U-E14) 86 % Cu, 14 % Sn;

— B4 (nouvelle désignation U-Pb15-E8) 77 % Cu, 8 % Sn, 15 % Pb;

— BS2 (nouvelle désignation U-Pb19-E6-NO5) 74,5 % Cu, 19 % Pb, 6 % Sn, 0,5 % Ni.

On utilise également des bagues en matière synthétique (nylon), en céloron, en graphite, en aluminium, etc.

Une technique plus récente, mais d'application encore limitée à des pièces de petites dimensions, utilise les bronzes poreux et auto-lubrifiants, obtenus par frittage (compression sous pression très élevée de bronze pulvérulent, suivie d'un recuit).

8.2.1.2. Coussinets. — Les coussinets sont constitués par une coquille en métal dur (acier), ou assez dur (bronze), recouverte d'un alliage mou, dit *antifriction* ou *régule*, sur la surface en contact avec l'arbre. Très souvent, le coussinet est en deux pièces lorsque le montage le rend nécessaire (cas des bielles de moteurs thermiques, par exemple).

Lorsque l'effort est toujours orienté dans le même sens, on peut utiliser un coussinet n'enveloppant qu'une partie de l'arbre (essieux). Cependant, même dans ce cas, il est préférable d'utiliser deux demi-coussinets enveloppant complètement la fusée (boîtes d'essieux Lagache), surtout si la direction des efforts n'est pas absolument fixe.

Si des chocs sont à craindre, on peut se servir d'un contre-coussinet ne touchant pas la fusée en temps normal (boîtes Isothermos).

8.2.1.3. Régules. — Les régules sont des alliages à bas point de fusion constitués généralement par des grains de métal dur enrobés dans un eutectique [1] plus tendre. On emploie également sur les moteurs thermiques des régules de principe opposé (grains tendres dans une masse plus dure : métal Hoyt, bronze au plomb).

Les principaux types de régules utilisés par les chemins de fer français sont :

— l'AE3, à base d'étain, d'antimoine et de cuivre, dans lequel la proportion d'étain atteint 78 % et où les grains durs constitués par un alliage d'étain et d'antimoine sont noyés dans un eutectique ternaire.

— l'AE1, un peu plus riche en étain (83 %), utilisé sur les fusées chargées et sur certains moteurs Diesel lents. On tend à lui substituer le métal Hoyt (88,1 % Sn, 7 % Sb, 3,5 % Cu, 1 % Ca, 0,4 % Ni, 0,1 % Ag) dans ce dernier emploi.

— l'AP2, à base d'antimoine, d'étain et de plomb, dans lequel la proportion de plomb atteint 85 %, et qui est constitué par des cristaux d'étain en suspension dans un eutectique binaire (plomb et antimoine). Il n'est utilisé que pour les fusées d'essieux à charge limitée.

D'une façon générale, la résistance des métaux antifriction augmente quand leur épaisseur diminue.

Sur les moteurs et les transmissions, on utilise de plus en plus des métaux roses ou cupro-plombs, plus durs que les régules, et qui ne doivent être utilisés qu'avec des axes en acier très dur ou ayant subi un traitement de surface (cémentation, nitruration, trempe superficielle au chalumeau ou par courants à haute fréquence).

Les cupro-plombs sont constitués par des inclusions de plomb noyées dans une matrice (eutectique) en alliage de cuivre.

On utilise également des antifrictions au cadmium-nickel, au cadmium-argent-cuivre, à l'aluminium. Dans de nombreux cas, on a trouvé intéressant de recouvrir la surface de contact d'une mince pellicule de plomb ou d'indium déposée par électrolyse.

Lorsque la couche lubrifiante vient à disparaître accidentellement, le régule, qui est, dans une certaine mesure, autolubrifiant, peut, pendant un certain temps, transmettre l'effort, puis il s'échauffe et fond; le jeu dans le coussinet devient alors très important et cet incident se manifeste par des chocs (bielle « coulée » dans un moteur thermique).

---

1. En général, lorsqu'on l'on réfroidit lentement un mélange, de proportions quelconques, de deux métaux en fusion, il se forme d'abord des cristaux de l'un d'eux, puis le bain se prend en masse. Ce dernier phénomène se produit toujours à une température fixe et pour des proportions parfaitement déterminées. L'alliage correspondant s'appelle un « eutectique ».

8.2.2. Cas particuliers de paliers lisses.

8.2.2.1. Paliers fluides (GERARD). — Les paliers fluides ordinaires, fonctionnant en régime hydrodynamique, sont basés sur la formation d'un film d'huile et sur le remplacement du glissement métal sur métal par un glissement des couches d'huile les unes sur les autres. Mais la formation du film est soumise à certaines conditions dépendant de nombreuses variables.

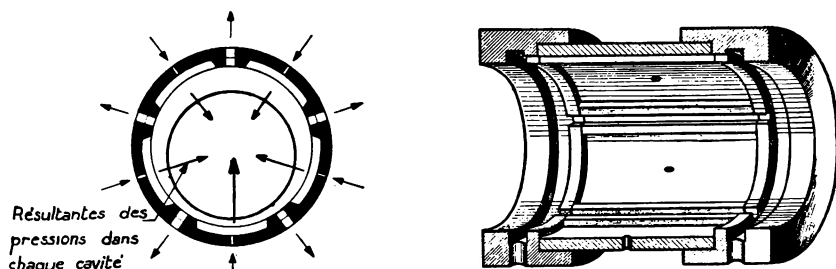


Fig. 117. — Coupe transversale schématique d'un palier fluide.
Coupe longitudinale simplifiée d'un palier fluide.

Dans le palier fluide, on cherche à obtenir la certitude de fonctionner dans l'huile en toutes conditions, quels que soient les efforts et la vitesse de rotation.

Pour cela, on utilise de l'huile sous pression fournie par une pompe.

Cette huile est envoyée dans des cavités convenablement disposées tout autour du palier (*fig. 117*), à travers des orifices calibrés ou gicleurs, et s'échappe vers les extrémités par des rainures longitudinales et par le jeu entre le palier et l'arbre. L'arbre est littéralement porté par l'huile et prend une position d'équilibre stable : en effet, s'il se rapproche de l'une des cavités, la surface par laquelle s'évacue l'huile diminue et la pression augmente et, par suite, la force exercée sur l'arbre. Le processus inverse se produit si l'arbre s'éloigne.

On utilise également le principe du palier fluide avec de l'air comprimé au lieu d'huile pour les grandes vitesses de rotation (centrifugeuses).

8.2.2.2. Butées MITCHELL. — Les buttées Mitchell, utilisées pour supporter des arbres verticaux lourdement chargés (groupes turbo-alternateurs hydrauliques), sont basées sur le principe du « coin d'huile » déjà rencontré plus haut.

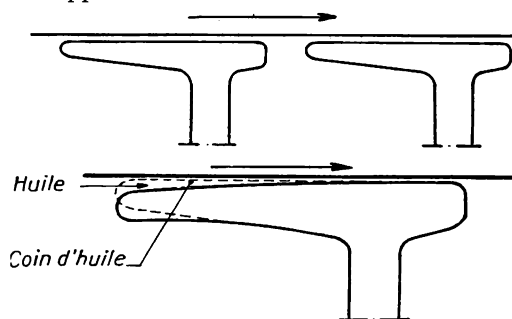


Fig. 118. — Butées « Mitchell ».

La butée est constituée par un certain nombre de patins de forme spéciale (*fig. 118*), en acier, dont la surface, comme celle du plateau solidaire de l'arbre, est parfaitement polie. Lorsque l'arbre est en rotation, la partie allongée du

patin, située en amont dans le sens du mouvement, fléchit légèrement par l'élasticité du métal et il se forme un « coin d'huile » entre le patin et le plateau. Dans certains modèles, le patin est articulé sur son support (paliers Kingsbury).

Au démarrage, il faut soulever l'arbre avec des vérins spéciaux pour permettre la formation du coin d'huile.

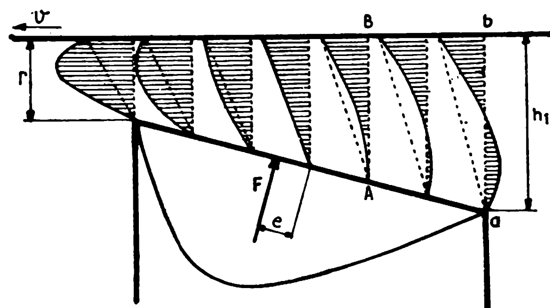


Fig. 119. — Courbes des pressions et des vitesses de l'huile aux différents points du patin.

La figure *119* représente le diagramme des pressions et des vitesses de l'huile aux différents points du patin.

Le principe des butées Mitchell est appliqué dans certains types de paliers (Cincinnati « Filmatic ») (*fig. 120*).

8.2.2.3. Lubrifiants solides. Sulfinuzation. — On s'est aperçu depuis longtemps que certains métalloïdes, comme le carbone (sous forme de graphite), le soufre, avaient la propriété de retarder l'usure et de diminuer les coefficients de frottement. Ce phénomène serait dû à la structure moléculaire des microcristaux de carbone et de soufre. Ces propriétés sont appliquées dans l'emploi de graphite pour certains cas de frottement à sec.

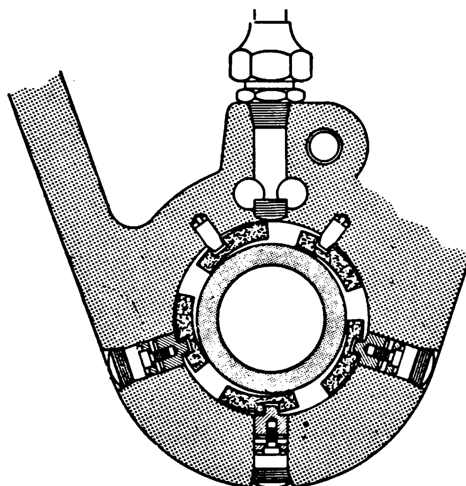


Fig. 120. — Palier Cincinnati « Filmatic »

Le soufre peut être utilisé sous forme de sulfure (sulfure de molybdène), ou incorporé au métal de l'une des surfaces en contact, voire des deux (sulfinuzation). Avec des pièces « sulfinuzées », la portée peut se faire entre métaux durs et l'interposition d'un antifriction devient inutile.

8.2.3. Dimensions des coussinets Valeur du frottement.

8.2.3.1. Calcul des coussinets. — On calcule généralement le diamètre D et la largeur L du coussinet en tenant compte de la valeur de la pression moyenne p_m par unité de surface diamétrale du coussinet :

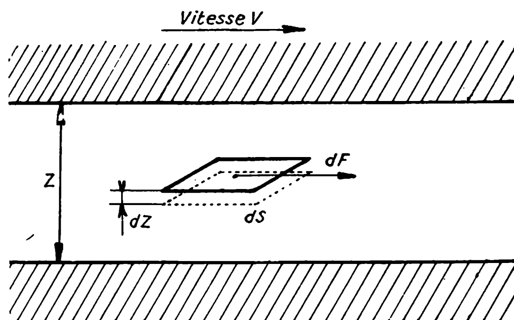


Fig. 121. — Définition de la viscosité d'un lubrifiant.

$$p_m = \frac{F}{DL}$$

On détermine p_m pour que :

— cette pression moyenne soit inférieure à la résistance à l'écrasement du métal du coussinet (condition à respecter à l'arrêt);

— la hauteur minimum h du film au régime de fonctionnement le plus dangereux soit supérieure à la somme des irrégularités de surface de l'arbre et du coussinet.

Cette dernière condition est liée à la vitesse de rotation et à la viscosité de l'huile η.

8.2.3.2. Viscosité. — La viscosité se définit comme suit : considérons deux surfaces planes, l'une fixe, l'autre mobile avec une vitesse V, séparées par un film d'huile que l'on peut décomposer en couches infiniment minces. L'effort de cisaillement entre deux petites surfaces d'huile dS, à une faible distance dz, est :

$$dF = \eta \, dS \, \frac{dV}{dz} \quad (fig.\ 121).$$

Autrement dit, cet effort est proportionnel :

— à un coefficient η (coefficient de viscosité ou, mieux, viscosité absolue);

— à la surface de l'élément dS;

— à la variation de vitesse dV entre les deux couches voisines;

— et inversement proportionnel à la distance de ces deux couches dz.

Pour une surface finie S on a :

$$F = \eta \, S \, \frac{V}{z}$$

et, par conséquent :

$$\eta = \frac{F\,(kg)\; z\,(m)}{S\,(m^2)\; V\,(m/sec)}$$

η s'exprime en kg × sec/m². (Système M. K. S.) Dans le système C. G. S.,

TABLEAU DE CORRESPONDANCE APPROXIMATIVE ENTRE LES EXPRESSIONS D'UNE MÊME VISCOSITÉ EN CENTISTOKES, DEGRÉS ENGLER, SECONDES SAYBOLT ET SECONDES REDWOOD

Centi-stokes	Degrés Engler	Secondes Saybolt universel	Secondes Redwood commer-cial	Centi-stokes	Degrés Engler	Secondes Saybolt universel	Secondes Redwood commer-cial
1 500	197,4	6 818	6 073	410	53,9	1 864	1 660
1 450	190,8	6 591	5 870	400	52,6	1 819	1 620
1 400	184,2	6 364	5 668	390	51,3	1 773	1 579
1 350	177,6	6 136	5 466	380	50	1 728	1 539
1 300	171,1	5 909	5 263	370	48,7	1 682	1 498
1 250	164,5	5 682	5 061	360	47,4	1 637	1 458
1 200	157,9	5 455	4 858	350	46,1	1 591	1 417
1 150	151,3	5 227	4 656	340	44,7	1 546	1 377
1 100	144,7	5 000	4 453	330	43,4	1 500	1 336
1 050	138,2	4 773	4 251	320	42,1	1 455	1 296
1 000	131,6	4 546	4 049	310	50,8	1 410	1 255
950	125	4 318	3 846	300	39,4	1 364	1 215
900	118,4	4 091	3 644	290	38,2	1 319	1 174
850	111,8	3 864	3 441	280	36,8	1 273	1 134
800	105,3	3 637	3 239	270	35,5	1 228	1 093
790	103,9	3 591	3 198	260	34,2	1 182	1 053
780	102,6	3 546	3 158	250	32,9	1 137	1 012
770	101,3	3 500	3 117	240	31,6	1 091	972
760	100	3 455	3 077	230	30,3	1 046	931
750	98,7	3 409	3 037	220	28,9	1 001	891
740	97,4	3 364	2 996	210	27,6	955	850
730	96,1	3 318	2 956	200	26,3	910	810
720	94,7	3 273	2 915	190	25	864	769
710	93,4	3 227	2 875	180	23,69	819	729
700	92,1	3 182	2 834	170	22,37	774	689
690	90,8	3 137	2 794	160	21,06	728	648
680	89,5	3 091	2 753	150	19,74	683	608
670	88,2	3 046	2 713	140	18,43	637	567
660	86,8	3 000	2 672	130	17,11	592	527
650	85,5	2 955	2 632	120	15,80	547	486
640	84,2	2 909	2 591	110	14,48	501	446
630	82,9	2 864	2 551	100	13,17	456	405
620	81,6	2 818	2 510	95	12,51	433	385
610	80,3	2 773	2 470	90	11,86	411	365
600	78,9	2 727	2 429	85	11,20	388	345
590	77,6	2 682	2 389	80	10,54	365	325
580	76,3	2 637	2 348	75	9,89	343	304
570	75	2 591	2 308	70	9,23	320	284
560	73,7	2 546	2 267	65	8,58	298	264
550	72,4	2 500	2 227	60	7,93	275	244
540	71,1	2 455	2 186	55	7,28	252	224
530	69,7	2 409	2 146	50	6,62	230	203
520	68,4	2 364	2 105	45	5,98	207	183
510	67,1	2 318	2 065	40	5,33	185	163
500	65,8	2 273	2 024	35	4,70	163	143
490	64,5	2 228	1 984	30	4,70	141	123
480	63,2	2 182	1 943	25	3,46	118	103
470	61,8	2 137	1 903	20	2,87	97	85
460	60,5	2 091	1 862	15	2,32	77	67
450	59,2	2 046	1 822	10	1,83	58	51
440	57,9	2 000	1 781	5	1,39	42	37
430	56,6	1 955	1 741	1	1,00		
420	55,3	1 909	1 701				

PLANCHE IX

la viscosité absolue s'exprime en *poises* (1 kg sec/m² = 98,1 poises). La viscosité absolue de l'eau est de 1 centipoise à 20° C.

On appelle viscosité cinématique le quotient ν de la viscosité absolue η par la masse spécifique ρ :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

ν s'exprime en m²/sec dans le système M. K. S., en stokes dans le système C. G. S. (1 m²/sec = 10 000 stokes). La viscosité cinématique de l'eau à 20° C est 1 centistoke.

On se sert souvent, au lieu des unités ainsi définies, d'unités conventionnelles établies au moyen d'échelles expérimentales. On trouvera sur le tableau de la page précédente la correspondance entre les unités de viscosité les plus employées.

8.2.3.3. Dimensions. — On montre qu'en régime hydrodynamique le coefficient de frottement a pour valeur :

$$\varphi = 3{,}8 \sqrt{\frac{\eta\,\omega}{p_m}}$$

et que l'épaisseur du film est :

$$h = 0{,}52 \frac{d\,\eta\,\omega}{C_1\,p_m\,J_r}$$

en appelant J_r le jeu relatif :

$$J_r = \frac{D - d}{d} = \frac{2\,e}{d}$$

et C_1 un coefficient correctif :

$$C_1 = \frac{d + L}{L}$$

destiné à tenir compte des pertes d'huile par les bords.

On peut écrire aussi :

$$h = 0{,}26 \frac{\eta\,\omega\,d^2}{C_1\,p_m\,e}.$$

On utilise souvent des coussinets dont les dimensions D et L sont sensiblement égales (coussinets « carrés »). Dans ce cas ($d \simeq D = L$), on obtient la relation simple :

$$\varphi = \frac{7{,}5}{d} \sqrt{(D - d)\,h}$$

$$\text{ou : } h = \frac{\varphi^2\,d^2}{56\,(D - d)} = \frac{\varphi^2\,d^2}{112\,e}.$$

On trouvera plus loin (836) le tableau des ajustements recommandés pour le choix du jeu J_r à donner au palier (normes I.S.A.).

La puissance perdue dans le palier sous forme de chaleur est :

$$W = F\,\varphi\,\omega\,\frac{d}{2} \text{ ou } W = F \times 3{,}8 \sqrt{\frac{\eta\,\omega}{p_m}} \times \omega \times \frac{d}{2}$$

$$\text{or : } p_m = \frac{F}{DL} \text{ ou } F = p_m \, DL, \text{ d'où :}$$

$$W = 3{,}8 \, DL \sqrt{p_m \, \omega^3 \, \eta} \, \frac{d}{2} \simeq 1{,}9 \, D^2 \, L \sqrt{p_m \, \omega^3 \, \eta} \, .$$

Le produit $p_m \, \omega^3$ est caractéristique de la charge du palier par unité de surface. En général, on utilise plutôt le produit $p_m \, V^3$, où V est la vitesse linéaire :

$$V = \omega \, r = \omega \frac{d}{2}.$$

La charge p_m est limitée, comme on l'a vu, par la nature du métal du coussinet.

On atteint maintenant 170 kg/cm² dans les coussinets régulés en couche mince, 300 kg/cm² dans les coussinets en cupro-plomb.

8.3. ROULEMENTS A BILLES ET A ROULEAUX

L'utilisation des roulements est basée sur la faible valeur du frottement de roulement par rapport au frottement de glissement. La résistance au roulement est un phénomène complexe qui dépend de nombreux facteurs.

8.3.1. Résistance au roulement.

Si nous considérons deux corps de forme géométrique appliqués l'un contre l'autre par une pression normale, les lois de Hertz indiquent qu'ils sont en contact suivant une petite surface, généralement une ellipse. Il se produit, à l'intérieur de cette ellipse, une légère pénétration réciproque des deux corps due à l'élasticité de la matière qui se déforme sous la charge. Les dimensions et la pression dans cette ellipse sont données par les formules de Hertz.

Si l'un des corps roule sur l'autre, il y a compression dans une partie de la surface de contact, décompression dans l'autre. Les déformations n'étant pas rigoureusement et instantanément proportionnelles aux charges, les forces dans les surfaces de contact ne sont pas symétriques (hystérésis élastique). La résultante de ces forces n'est plus normale et est dirigée vers l'arrière (en considérant l'avant dans le sens du mouvement).

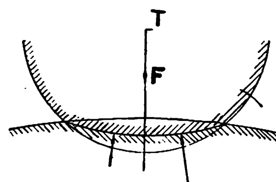
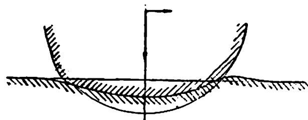


FIG. 122.

Si on appelle F la composante normale de cette résultante, T la composante tangentielle, le frottement de roulement est défini par le coefficient de frottement $f = \frac{T}{F}$ (*fig. 122*).

Ce coefficient dépend normalement de la vitesse du mouvement de roulement, de l'élasticité des métaux en présence, de l'importance de la surface en contact et, par conséquent, des rayons de courbure et de la pression.

Il peut dépendre également du fait que des forces non normales aux surfaces peuvent être appliquées à l'un des corps (forces tangentielles, si l'on utilise l'adhérence des deux corps pour provoquer un mouvement relatif : cas de la roue sur le rail; forces latérales, si l'on veut déplacer le plan de roulement de l'un des corps par rapport à l'autre : guidage ou dérapage).


FIG. 123.

Dans le cas d'une force tangentielle, les déformations sont plus compliquées, la matière étant refoulée en avant en un léger bourrelet (*fig. 123*).

D'autre part, le mouvement de roulement n'est parfait pour tous les points des corps en contact que si les corps roulant l'un sur l'autre ont des plans tangents communs avec au moins une génératrice commune (exemple : cylindre sur cylindre, cylindre sur plan, cône sur plan, cône sur cône).

Dans les autres cas, il y a, à la fois, roulement et glissement, et il peut également se superposer un pivotement si, par exemple, les deux surfaces sont courbes. Les différents points de la surface de contact se trouvent alors à des distances différentes de l'axe de rotation du corps roulant et, par conséquent, ils ont des vitesses périphériques différentes.

Dans un tel cas (pour les billes de roulements, par exemple), certains points seulement ont un mouvement de roulement parfait, tandis que les autres exécutent, en plus, des mouvements de glissement, les uns en avant, les autres en arrière. Ces glissements provoquent des pertes d'énergie qui entrent dans la résistance au roulement.

De tels glissements sont également causés par les déformations des corps en contact dont certaines zones se raccourcissent ou s'allongent sous les contraintes de compression croissantes et décroissantes.

Un cas particulier de glissement est dû aux forces latérales, c'est-à-dire non situées dans le plan moyen du mouvement de roulement. Ces forces provoquent un mouvement de glissement dans leur direction dû à la répartition dissymétrique des pressions dans la surface de contact. Ce glissement se produit, quelle que soit la force latérale t, mais il est d'autant plus rapide que le rapport $\frac{t}{F}$ est plus important.

Il en résulte, par exemple, qu'une bille ne peut rouler qu'entre deux surfaces parallèles, sans quoi les réactions normales sur la bille produisent une composante qui provoque la déviation du mouvement jusqu'à ce qu'elle ait trouvé deux telles surfaces, à moins qu'une autre action soit exercée sur la bille (cage, force centrifuge, etc.).

Une dernière cause de résistance au roulement est due au frottement et à la viscosité du lubrifiant et, pour le cas des très grandes vitesses de rotation, à la résistance de l'air.

8.3.2. Moment résistant dans un roulement.

Dans les roulements à billes et à rouleaux, toutes les causes de résistance au roulement que nous avons rencontrées apparaissent, et le résultat est un moment résistant qui est fonction d'un grand nombre de facteurs.

En pratique, on peut avoir une formule simple en considérant le moment de frottement M_0 sous une charge nulle; on peut alors écrire la valeur du moment résistant sous une charge F :

$$M_F = M_o + k\,F^c$$

la valeur de l'exposant c est fonction du type de roulement (1 à 1,2 pour les roulements à rouleaux, 1,2 à 1,6 pour les roulements à billes).

Le moment résistant sous charge nulle M_o est dû essentiellement à la viscosité du lubrifiant; il augmente avec la vitesse et avec la quantité de lubrifiant.

Lorsqu'il s'agit de roulements à rouleaux dans lesquels le glissement et le pivotement sont très limités, on diminue le frottement M_o en utilisant la graisse et non l'huile : on évite ainsi le ralentissement, voire l'arrêt, de la rotation propre des rouleaux lorsqu'ils passent dans une zone où ils ne sont pas chargés et où, l'entraînement ne se produisant pas, ils sont freinés par l'huile. Ce freinage et la remise en vitesse qui est ensuite nécessaire produisent des chocs et absorbent de l'énergie.

Par analogie avec les paliers lisses, on peut définir un coefficient de frottement fictif φ' pour un roulement en considérant que le moment résistant M_F est donné par une relation avec la force normale F analogue à celle que nous avons trouvée pour les paliers lisses, soit :

$$M_F = \varphi'\,F\,\frac{d}{2}\,.$$

Or, M_F est variable avec la charge et on ne peut, à proprement parler, définir φ' que pour des conditions fixées. Nous verrons plus loin que la durée de vie du roulement est une fonction de sa charge. Pour la charge qui donne une durée de 10^9 tours (1 milliard de tours), on obtient les coefficients de frottement moyens suivants :

Roulements à rotule sur billes	φ' = 0,0010
Roulements à rouleaux cylindriques	φ' = 0,0011
Butées à billes	φ' = 0,0013
Roulements rigides à billes	φ' = 0,0015
Roulements à rouleaux coniques et roulements à rotule sur rouleaux	φ' = 0,0018
Roulements à aiguilles	φ' = 0,0045

8.3.3. Constitution et utilisation des différents types de roulements.

Les éléments roulants sont soit des billes sphériques, soit des rouleaux de différentes formes.

Les roulements de paliers peuvent comporter une ou plusieurs séries d'éléments roulants qui se répartissent la charge. Les butées peuvent également comporter deux séries d'éléments, mais uniquement dans le but de transmettre des efforts dans un sens ou dans un autre : la charge ne se répartit pas entre les deux rangées de billes ou de rouleaux.

Dans tous les roulements, les éléments roulants sont maintenus en position relative par une cage qui est soit en tôle emboutie pour les roulements légers ou de faibles dimensions, soit en laiton (exceptionnellement en fonte ou en acier doux) : dans ce cas, elle est prise dans la masse et obtenue par fraisage.

Le nombre des éléments roulants est calculé en admettant que la charge F se répartit sur les éléments d'une fraction de la circonférence moyenne du roulement, de longueur égale au diamètre, c'est-à-dire sur environ 120° de cette circonférence, la charge sur les autres éléments étant sensiblement nulle. Dans ces conditions, si le roulement comprend n éléments roulants (billes ou rouleaux), la plus forte pression sur un élément est sensiblement :

$$P = \frac{5\,F}{n}.$$

La théorie donnerait exactement :

$$P = \frac{4{,}37\,F}{n}$$

tous les éléments situés au-dessous du diamètre de charge étant soumis alors à une certaine pression, ce qui suppose un montage rigoureusement sans jeu.

La répartition de la charge sur les éléments est donnée par la figure *124*.

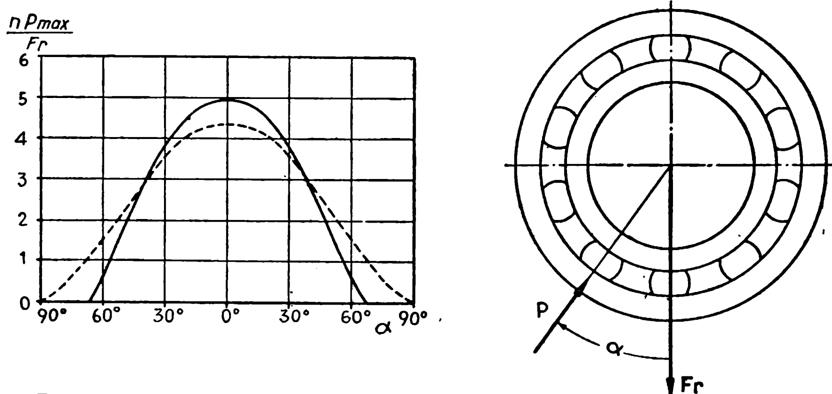


FIG. 124. — Répartition de la charge dans les roulements radiaux.
En pointillé, répartition théorique.
En trait plein, répartition réelle.

Pour que cette répartition entre les éléments soit correcte, il ne faut pas qu'il y ait entre eux des différences de diamètre dépassant le micron.

Par contre, une plus grande tolérance peut être admise pour les chemins de roulement. Ces chemins s'appellent *bagues* dans les roulements à billes et à rouleaux, *cuvettes* ou *rondelles* dans les butées. Le terme de cuvette est également utilisé pour les bagues extérieures des roulements à rouleaux coniques.

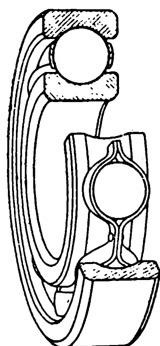
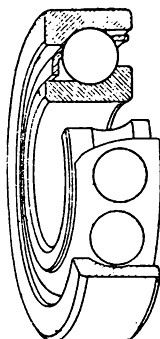


Fig. 125. — Roulement rigide à une rangée de billes sans encoche de remplissage.



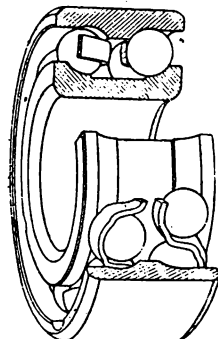


Fig. 126. — Roulement à une rangée de billes à contact oblique. Roulement à deux rangées de billes à contact oblique.

Compte tenu de la répartition des efforts indiqués ci-dessus, les éléments sont calculés de façon à ce que la pression maximum au contact, calculée par les formules de Hertz et égale à 1,5 fois la pression moyenne dans l'ellipse de contact, ne dépasse pas la limite élastique de l'acier.

On utilise des billes lorsque la charge n'est pas trop élevée. Dans le cas contraire, il faut augmenter la surface de contact, ce qui conduit à utiliser des rouleaux.

Les roulements à billes sont de différents types; les plus utilisés sont les roulements rigides à gorge profonde (*fig. 125*). Les surfaces de contact sont assez grandes et ces roulements supportent des charges relativement élevées, tant axiales que radiales. On construit également des roulements rigides à deux rangées de billes.

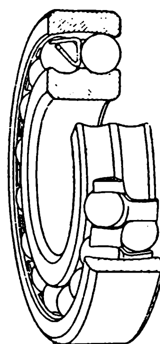


Fig. 127. — Roulement à rotule sur billes.

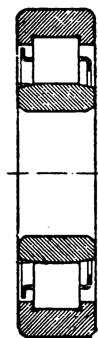


Fig. 128. — Roulement à rouleaux.

Lorsque la charge axiale est prépondérante ou lorsqu'il faut assurer un bon guidage axial, on utilise des roulements à une ou deux rangées de billes à contact oblique (*fig. 126*). Il existe également des roulements démontables qui ne peuvent assurer le guidage axial que dans un seul sens.

Lorsqu'il est difficile d'obtenir la coïncidence des axes du roulement et de son logement, il faut utiliser des roulements à rotule sur billes, qui comportent deux rangées de billes roulant sur une piste sphérique de la bague extérieure (*fig. 127*).

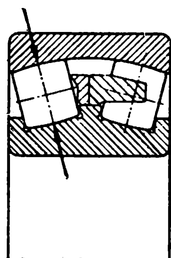


Fig. 129. — Roulement à rotule sur rouleaux symétriques.

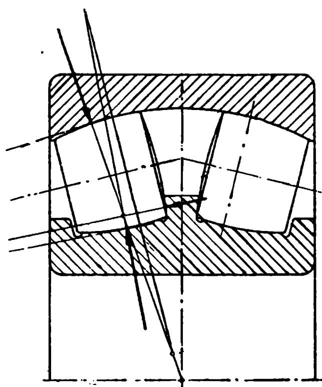


Fig. 130. — Roulement à rotule sur rouleaux asymétriques.

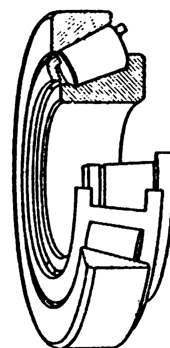


Fig. 131. — Roulement à rouleaux coniques à grand angle.

Pour des fortes charges, on utilise des roulements à rouleaux, qui sont également de différents types. Les roulements à rouleaux cylindriques (*fig. 128*) doivent surtout être utilisés pour des charges purement radiales lorsque l'on est certain de la coïncidence des axes. Certains de ces roulements peuvent supporter de légers déplacements latéraux; d'autres, au contraire, sont construits pour assurer un guidage des rouleaux et admettent une légère charge axiale.

Les roulements à rotule sur rouleaux sont les plus employés pour les charges élevées. Les rouleaux sont symétriques (rouleaux-tonneaux) (*fig. 129*) ou dissymétriques (*fig. 130*), c'est-à-dire légèrement coniques. Ce dernier type permet un bon guidage et une capacité assez élevée de charge axiale.

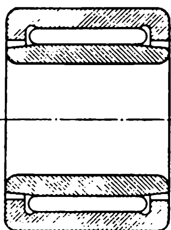


Fig. 132. — Roulement à aiguilles.

Si celle-ci devient très élevée, on utilise des roulements à rouleaux coniques (*fig. 131*); dans ces roulements, toutes les surfaces de roulement sont des cônes qui ont le même sommet sur l'axe de roulement (en réalité, la méridienne de la bague extérieure est légèrement courbe pour éviter une charge élevée sur les bords des rouleaux). La grande base des rouleaux est sphérique et s'appuie sur un épaulement de guidage également sphérique de la bague intérieure.

Les roulements à aiguilles (*fig. 132*) peuvent être considérés comme des roulements à rouleaux cylindriques de rayon très faible. Les aiguilles, en roulant, ont également un mouvement de glissement les unes sur les autres et sont moins bien guidées que dans les roulements à rouleaux, ce qui explique que leur coefficient de frottement soit plus élevé. On les

utilise pour les articulations ou lorsque la place est trop limitée pour permettre le logement d'un roulement ordinaire. On peut également leur adjoindre une cage, mais alors le nombre d'aiguilles diminue.

Lorsque la charge est purement axiale, on utilise des butées à billes ou à rouleaux coniques, à simple ou à double effet (*fig. 133, 134, 135*). Dans certains cas, la rondelle d'appui a une surface sphérique et repose sur une contre-plaque également sphérique, de façon à assurer un alignement correct (*fig. 136*).

Les dimensions des roulements et butées sont normalisées par série de diamètres et série de largeurs. Les rayons des congés sont également normalisés.

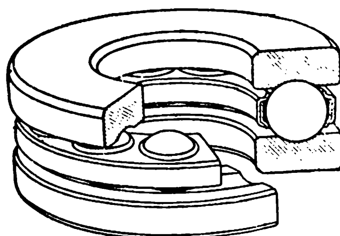


FIG. 133. — Butée à billes à simple effet.

8.3.4. Durée et capacité de charge des roulements.

Lorsqu'un roulement est convenablement graissé et entretenu, sa seule cause de destruction est la fatigue résultant des efforts répétés auxquels il est soumis. Cette fatigue provoque, à la longue, l'écaillage des billes (ou des rouleaux) et des chemins de roulement. La rapidité de l'usure est fonction, d'une part, de la charge sous laquelle fonctionne le roulement, d'autre part, de la vitesse de rotation.

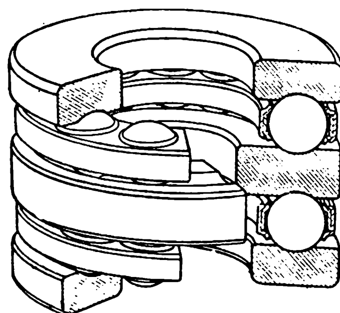


FIG. 134. — Butée à billes à double effet.

Par ailleurs, des roulements de construction identique et placés dans les mêmes conditions peuvent avoir une durée de vie différente; c'est une question de probabilité.

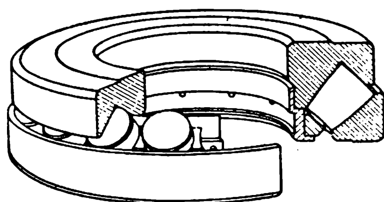


FIG. 135. — Butée à rotule sur rouleaux.

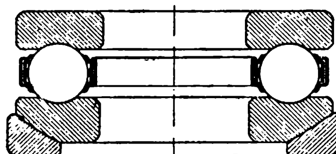


FIG. 136. — Buttée à billes à simple effet et à rondelle inférieure sphérique.

Les constructeurs désignent par durée le nombre de tours N (ou d'heures de fonctionnement H à une vitesse déterminée) que tiennent au moins 90 % des roulements.

Si on prend un certain nombre de roulements de même type fonctionnant sous des charges F différentes, toutes les autres conditions restant identiques, on constate qu'ils ont des durées N (exprimées en millions de tours) différentes et que charge et durée moyenne sont liées entre elles par une loi de la forme $F \sqrt[3]{N} =$ constante.

Dans les catalogues de roulements, on définit généralement le facteur de charge C comme la charge qui donne au roulement une durée de 1 million de tours [1]. Si F est la charge réelle, on a :

$$F \sqrt[3]{N} = C, \text{ d'où : } N = \left(\frac{C}{F}\right)^3.$$

Une formule plus moderne remplace l'exposant 3 par :

$$\frac{10}{3} = 3{,}33, \text{ soit } N = \left[\frac{C}{F}\right]^{\frac{10}{3}}.$$

Dans cette formule, on doit faire entrer dans F à la fois l'effort radial F_r et l'effort axial F_a; on écrit :

$$F = X F_r + Y F_a.$$

Les constructeurs donnent également des tables des valeurs de X et Y. Le facteur de charge C est fonction :

— de la nature des aciers utilisés;
— des valeurs relatives des rayons des éléments roulants et des chemins de roulement;
— des dimensions absolues des éléments roulants;
— de leur nombre.

Pour les roulements à billes, on montre que ce facteur de charge varie proportionnellement au carré du diamètre des billes b et à la puissance 2/3 du nombre de billes n. On peut donc admettre la formule :

$$C = f_c \, b^2 \, n^{2/3}.$$

S'il s'agit d'un contact oblique suivant un angle α avec le plan du roulement, on a :

$$C = f_c \, b^2 \, n^{2/3} \cos \alpha.$$

Dans le cas des roulements à rouleaux, la capacité de charge des éléments est proportionnelle au produit du diamètre n du rouleau par sa longueur l; il suffit alors de remplacer dans la formule ci-dessus b^2 par bl. Le coefficient f_c varie suivant l'acier utilisé et le type de roulement; il est sensiblement constant pour un même type. Pour un roulement comportant deux rangées d'éléments, la capacité de charge est à doubler, en admettant que la répartition s'effectue convenablement.

---

1. Il s'agit du facteur de charge *dynamique,* c'est-à-dire calculée pour une rotation effective du roulement. Si le roulement est au repos ou tourne très peu, il faut utiliser la notion de capacité de charge *statique.* Elle est, en général, plus élevée que la charge dynamique et on la calcule par la condition qu'elle n'introduise aucune déformation permanente de dimension supérieure à 1/10 000 du diamètre de l'élément roulant.

8.3.5. Influence de la vitesse de rotation.

La durée d'un roulement, en nombre de millions de tours N, est, nous l'avons vu, une fonction simple de la charge :

$$N = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}}.$$

La durée en heures de fonctionnement H pour une même charge est donc inversement proportionnelle à la vitesse. Si le roulement est utilisé à une vitesse sensiblement constante de m tours/minute, sa durée sera $\frac{N}{m}$ minutes ou $H = \frac{N}{60\,m}$ heures.

Aux vitesses de rotation élevées, des fatigues, dues aux forces centrifuges et à l'effet gyroscopique sur les éléments roulants, se manifestent et contribuent à réduire la capacité de charge.

8.3.5.1. Force centrifuge. — La force centrifuge exercée par un élément de poids p sur la bague extérieure est $\frac{p}{g}\,\omega^2\,r$, en appelant :

— r le rayon du cercle parcouru par les centres des éléments;

— ω la vitesse de rotation des éléments roulants autour de l'axe de l'arbre (cette vitesse est donnée par la formule des trains épicycloïdaux, puisque les éléments roulent sans glisser sur leurs deux chemins de roulement);

— g l'accélération de la pesanteur.

Dans le cas d'une butée à billes, la force centrifuge tend à écarter les cuvettes et elle n'est contrebalancée que par la cage si la poussée axiale

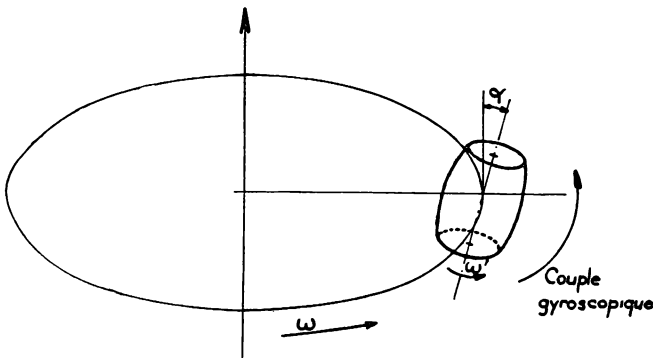


Fig. 137. — Efforts gyroscopiques sur les galets d'un roulement.

est faible. D'ailleurs, cette dernière ne participe au maintien des billes que si la cage est déjà déformée. Aussi la vitesse des butées est-elle beaucoup plus limitée que celle des roulements.

8.3.5.2. Efforts gyroscopiques. — Ces efforts se produisent sur tout corps en rotation dont l'axe change de direction. C'est le cas dans les

roulements et les butées chaque fois que l'axe des éléments roulants fait, soit de construction, soit par suite des efforts exercés, un angle α avec l'axe du roulement (*fig. 137*).

Si :

— ω est la vitesse de rotation des éléments autour de l'arbre (définie précédemment pour le calcul des forces centrifuges);

— ω' la vitesse de rotation des éléments sur eux-mêmes (susceptible également d'être calculée par la formule des trains épicycloïdaux);

— I le moment d'inertie d'un élément autour de son axe;

le couple gyroscopique, appliqué à un élément et tendant à le faire tourner jusqu'à annuler l'angle α, est :

$$\gamma = I\omega\ \omega' \sin\alpha.$$

8.3.5.3. Efforts d'inertie. — Lorsqu'un roulement tourne à vitesse constante, l'énergie cinétique de tous ses éléments est également constante et il faut éviter de la modifier (revoir ce qui a été dit sur le graissage à la graisse des roulements à rouleaux).

Dans certains cas (articulations de bielles, par exemple), la vitesse de rotation varie un grand nombre de fois par seconde entre des limites très éloignées et, par conséquent, il faut mettre en vitesse et ralentir tous les éléments à la même cadence. Le travail absorbé par ces efforts d'inertie devient alors considérable, et il faut utiliser des éléments de très faible diamètre (roulements à aiguilles pour les articulations bielle-vilebrequin).

8.3.6. Montage des roulements.

Le montage d'un roulement isolé est déterminé par le choix des ajustements de ses bagues sur l'axe et dans l'alésage. Le serrage et la qualité de ces ajustements sont fixés par la connaissance des tolérances d'exécution des cotes des bagues, de l'axe et du logement.

Dans le système I. S. A., employé pour les tolérances des arbres et des logements, chaque symbole de tolérance est désigné par une lettre et un numéro. La lettre indique la position de la tolérance par rapport à la cote nominale, et le numéro la grandeur de la tolérance, c'est-à-dire la qualité d'usinage. Les lettres minuscules se rapportent aux arbres (cotes mâles) et les lettres majuscules aux alésages (cotes femelles).

On distingue des ajustements libres, serrés et incertains. La lettre H (ou *h*) correspond à une exécution comportant comme valeur extrême la cote nominale exacte. Le choix des ajustements est indiqué par des tableaux fournis par les constructeurs. Le tableau de la page suivante donne les ajustements recommandés dans différents cas de montage.

D'une façon générale, si la charge, appliquée par l'arbre (ou par le logement), tourne par rapport à la bague adjacente, il faut que l'ajustement soit serré, sans quoi il y a roulement de la bague sur l'axe

(ou dans son logement) et laminage de cette bague entre les éléments roulants et l'arbre (ou le logement) (*fig. 138*).

Si, au contraire, la charge est fixe par rapport à la bague, on peut admettre un certain jeu.

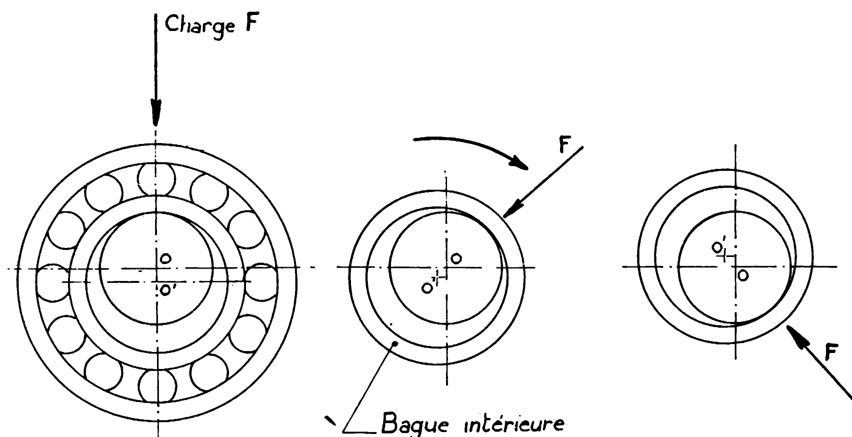


Fig. 138. — Si la bague intérieure est montée avec jeu et si la charge tourne, la bague roule sur l'axe et il y a laminage.

Il en résulte que, dans quelques cas, les deux bagues du roulement doivent être serrées. Il faut alors tenir compte de la température de fonctionnement et choisir un roulement dont le jeu d'origine soit suffisant pour permettre la dilatation sans contrainte sur les éléments roulants.

L'allongement d'une pièce de longueur l, dont la température augmente de t degrés, est :

$$\Delta l = \alpha l t$$

où α est le coefficient de dilatation linéaire (prendre 11×10^{-6} ou $\frac{11}{1\,000\,000}$ pour l'acier.)

Lorsqu'un même arbre est porté par plusieurs roulements, il faut tenir compte des difficultés de montage et de l'allongement possible de l'arbre par dilatation thermique : l'un des roulements comportera alors des rouleaux cylindriques.

S'il y a des difficultés d'alignement, on utilise des roulements à rotules.

La plupart des roulements peuvent être livrés avec alésage conique et manchon de serrage conique fendu (*fig. 139*), ce qui facilite grandement certains montages.

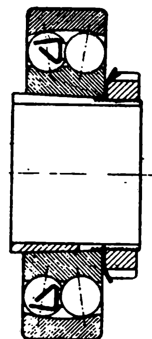
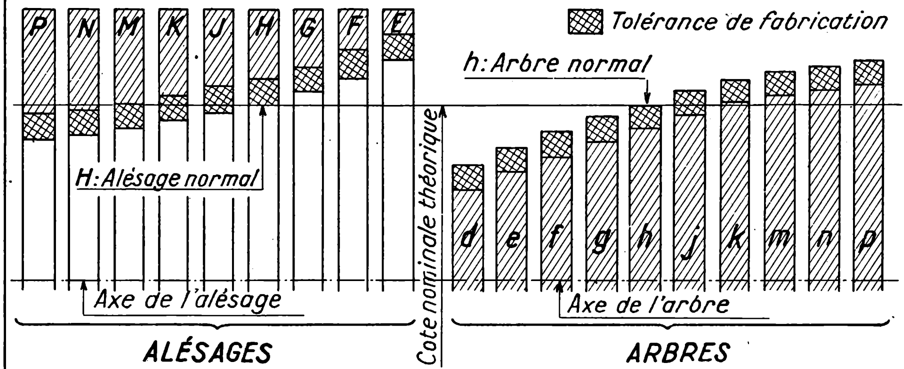
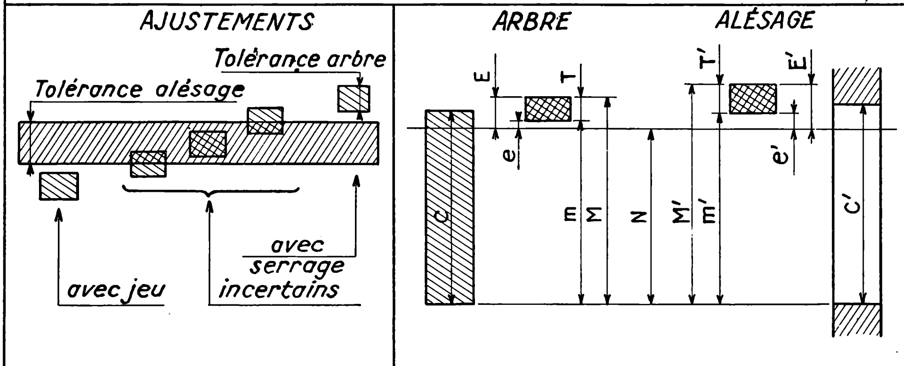


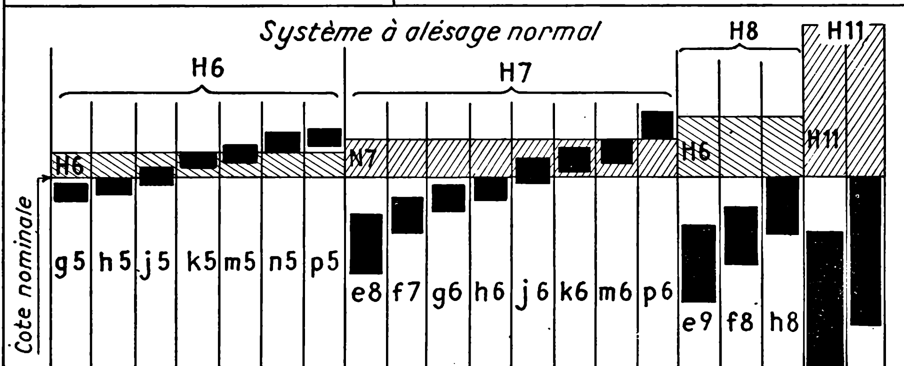
Fig. 139. — Roulement à rotule sur billes avec manchon de serrage.

Le montage et le démontage doivent être effectués avec des outils appropriés pour éviter de prendre appui sur les éléments roulants.

AJUSTEMENTS







AJUSTEMENTS RECOMMANDÉS	Mécanique de précision	Mécanique soignée	Mécanique courante	Mécanique ordinaire	Exemples d'applications.
Libre (Jeu)	H6-e7	H7-e8	H8-e9	H11-a11	Articulations
Tournant	H6-f6	H7-f7	H8-f8	H10-d10 H11-d11	Arbres Paliers de ... transmission
Glissant	H6-g5	H6-g6	H8-h8	H10-h10 H11-h11	Coulisseaux. Tiges de soupapes Pièces en rotation de grande précision.
Glissant juste (pression des doigts)	H6-h5	H7-h6			Emboîtements. Organes lubrifiés se poussant à la main. cheminées mobiles pour montages.
Légèrement dur (maillet)	H6-j5	H7-j6			Poulies - Accouplements flexibles. Organes nécessitant de fréquents démontages
Bloqué (masse en plomb)	H6-m5	H7-m6 K7-j6			Portées de volants Roues dentées. Accouplements rigides.
Serré (presse)	H6-p5	H7-p6			Bagues en bronze. Couronnes fixes. Cheminées fixes pour montages.

Les roulements doivent toujours être montés parfaitement propres et légèrement graissés. Tous les roulements qui ne sont pas placés à l'intérieur d'un carter doivent comporter des dispositifs d'étanchéité qui empêchent l'expulsion du lubrifiant et l'introduction des poussières et de l'humidité.

La lubrification peut se faire à l'huile (sans excès) ou à la graisse. Celle-ci est à utiliser chaque fois que c'est possible, mais très souvent le graissage à l'huile est imposé par la situation du roulement dans un carter ou un bâti comportant d'autres éléments graissés à l'huile par barbotage (moteurs, boîtes de vitesses, ponts-moteurs, etc.).

CHAPITRE IX

COMMANDE DES TRANSMISSIONS SERVO-MÉCANISMES

9.1. GENERALITES

Dans les transmissions discontinues, la démultiplication est fonction de la position d'un organe ou d'un petit nombre d'organes (baladeurs de boîtes mécaniques, par exemple) et, par suite, le nombre de dispositions différentes à réaliser est limité.

Dans les transmissions continues, au contraire, il peut y avoir un très grand nombre, voire une infinité de positions possibles pour les organes de commande. Certaines d'entre elles, les convertisseurs de couples hydrauliques par exemple sont autorégulatrices et ne comportent pas d'organes de commande.

Dans quelques cas, ce n'est pas un opérateur qui a la charge de modifier la démultiplication, mais celle-ci est asservie à une grandeur déterminée.

Les problèmes de commande sont donc très variés. On peut distinguer :

— les commandes mécaniques;

— les commandes pneumatiques et électro-pneumatiques;

— les commandes hydrauliques et électro-hydrauliques;

— les commandes électriques.

Lorsque les puissances à transmettre sont élevées, la commande manuelle demande un effort physique important du fait de l'inertie des pièces en jeu ou, dans le cas des transmissions électriques, de l'importance des courants à couper et à établir. On utilise alors des servo-mécanismes.

9.2. SERVO-MECANISMES

On appelle ainsi des dispositifs créés pour remplacer l'énergie humaine par celle d'un agent physique, presque toujours un fluide, en englobant sous ce terme le courant électrique. On peut admettre que tous les servo-mécanismes sont des amplificateurs et ont pour rôle de multiplier par un facteur plus ou moins élevé, dit facteur d'amplification ou gain, une grandeur qui leur est appliquée : force, déplacement, énergie, grandeur électrique, etc., ou, plus généralement, puissance.

Le point où cette grandeur est appliquée s'appelle « entrée » du servo-mécanisme; l'action résultante est obtenue à la « sortie ».

Comme les transmissions qu'ils ont à commander, les servo-mécanismes sont discontinus, c'est-à-dire qu'ils peuvent fournir à leur grandeur ou quantité de sortie un petit nombre de valeurs différentes (par exemple, un petit nombre de positions distinctes), ou continus.

Lorsque la grandeur d'entrée n'est pas fournie par l'opérateur lui-même, mais, par exemple, par un organe de la machine, on dit que le mécanisme est asservi.

La grandeur d'entrée peut être liée à la grandeur de sortie. Par exemple, dans une transmission électrique continue, si l'on désire fonctionner à vitesse constante, on utilisera comme grandeur d'entrée la différence ou « écart » entre la vitesse réelle et la vitesse de référence (en réalité, un courant proportionnel à cet écart). La quantité de sortie sera un courant d'excitation agissant sur la génératrice (ou sur une excitatrice). La variation de cette grandeur de sortie agira sur la vitesse, donc sur la grandeur d'entrée. De tels servo-mécanismes asservis constituent donc des circuits fermés.

9.2.1. Stabilité.

On conçoit que de tels circuits posent des problèmes de stabilité. Dans le cas précédent, si une faible variation de vitesse, due à des éléments extérieurs, provoque une variation trop importante de l'excitation, il se produira une forte variation de vitesse en sens inverse, qui entraînera une nouvelle variation de l'excitation, etc. On dit alors qu'il y a « pompage ».

L'élimination de ces phénomènes se fait par l' « amortissement » du servo-mécanisme. Les variations d'une grandeur sont amorties si les maxima successifs de la différence entre cette grandeur et la valeur théorique qu'elle devrait prendre sont décroissants (*fig. 140*, deux exemples d'amortissement).

S'il n'y a pas amortissement et que la grandeur de sortie varie entre deux valeurs limitées, il se produit un phénomène d'oscillation entretenue : c'est le pompage. Dans certains cas, les oscillations s'amplifient : il y a instabilité.

L'étude de la stabilité des servo-mécanismes est complexe et sortirait du cadre de cet ouvrage. Donnons seulement quelques indications essentielles.

Appelons E la grandeur d'entrée, S la grandeur de sortie et soient E_0 et S_0 leurs valeurs supposées stables. A un instant donné, pris pour origine des temps, E_0 prend la valeur E_1. Cette variation s'appelle le « signal d'entrée ».

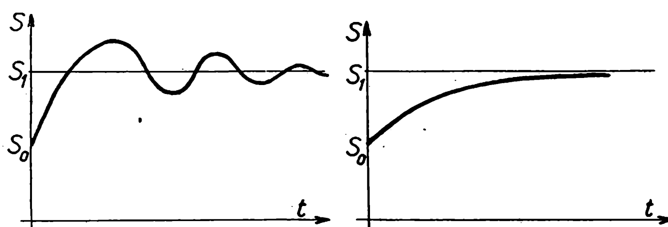


FIG. 140. — Exemples d'amortissement.

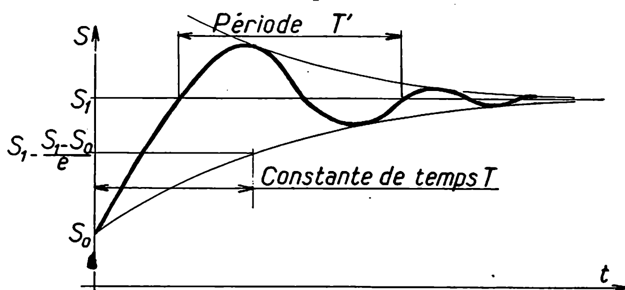


FIG. 141. — Cas de l'amortissement pulsatoire.

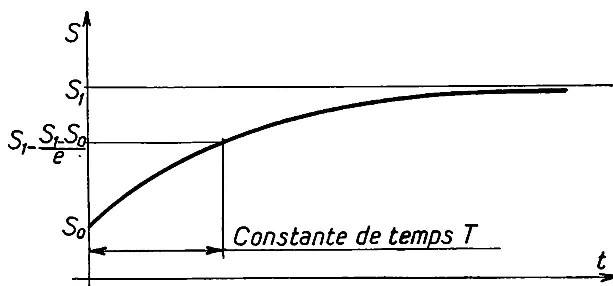


FIG. 142. — Cas de l'amortissement apériodique.

La grandeur S doit passer de la valeur S_0 à une valeur S_1 correspondant à E_1. Ce passage n'est pas instantané. Dans le cas le plus général, la variation de S se présente sous la forme :

$$S = S_1 - (S_1 - S_0)\, e^{-(a + i b)\, t} \quad (^1)$$

1. Dans cette expression, i est le coefficient imaginaire :

$$i = \sqrt{-1}.$$

que l'on peut aussi écrire :

$$S_1 - S = (S_1 - S_0)\, e^{-\frac{t}{T}} \cos \omega t.$$

Elle peut se représenter par la figure *141*.

La différence $S - S_1$ tend vers 0 quand le temps t augmente, mais cela peut se produire de différentes manières. Si ω n'est pas nul, cette variation est pulsatoire.

On appelle T la *constante de temps* du servo-mécanisme. C'est le temps au bout duquel l'amplitude de la différence $S - S_1$ est divisée par $e = 2{,}73$.

La *période* de la pulsation est $T' = \dfrac{2\pi}{\omega}$ et, par suite, sa *fréquence* est $\dfrac{\omega}{2\pi}$.

Pour que l'amortissement soit convenable, il faut que ω soit nul et T faible. Si ω est nul (amortissement apériodique), T est le temps au bout duquel $\dfrac{S_1 - S}{S_1 - S_0}$ est descendu à $\dfrac{1}{e} = 0{,}368$ ou 36,8 % (*fig. 142*).

On conçoit que l'étude de ces conditions soit difficile lorsque la grandeur d'entrée E dépend elle-même de S.

9.2.2. Régulation.

On peut dire que la régulation automatique d'une transmission, conçue comme il a été exposé au paragraphe 24, constitue un cas particulier d'asservissement du servo-mécanisme qui commande la démultiplication (cas d'une transmission mécanique) ou l'excitation (transmission électrique). La grandeur à maintenir constante est la puissance transmise par la transmission et fixée par l'opérateur.

La plupart du temps, on se borne, comme il a été dit, à maintenir constante la vitesse du moteur. Ce rôle est rempli par le régulateur de vitesse du moteur, qui commande un servo-moteur agissant sur la transmission (*fig. 143*).

Dans une machine-outil, on peut asservir la vitesse de rotation, le déplacement de l'outil, etc., à des règles fixées à l'avance sous forme d'un programme enregistré sur bande perforée, ruban magnétique, etc., ou d'un gabarit.

9.3. COMMANDES MECANIQUES

Dans les commandes mécaniques, les organes à commander sont reliés aux leviers ou pédales de commande, soit par tringles articulées, soit par câbles, soit par chaînes. Elles utilisent uniquement l'énergie de l'opérateur.

La plupart du temps, il faut multiplier l'effort effectué aux dépens de la course en appliquant les principes classiques des leviers (manœuvre des baladeurs de changement de vitesse).

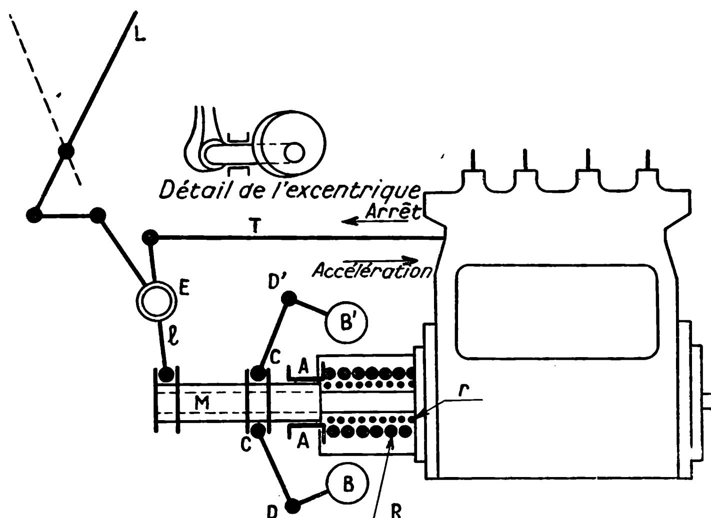


Fig. 143. — Régulateur de vitesse.

Une application astucieuse de cette technique est obtenue par les cames, surtout dans le cas du freinage par garnitures sur tambours : l'effort de friction est lié uniquement au déplacement radial de la garniture et ce déplacement peut être obtenu aisément par une came dont la rotation écarte deux mâchoires (*fig. 144*).

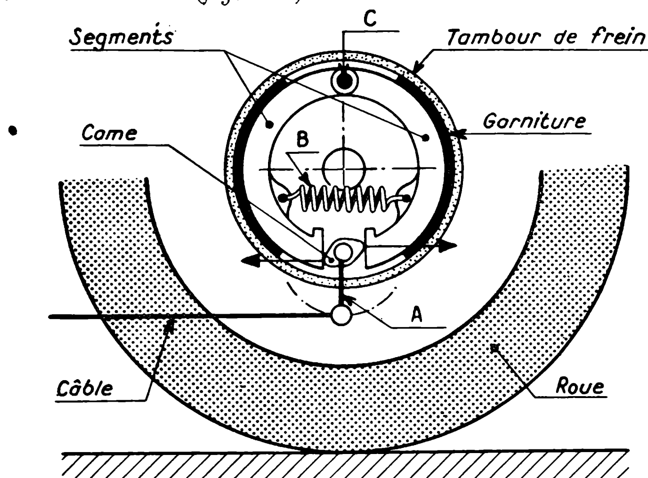


Fig. 144. — Le tambour de frein est solidaire de la roue. L'axe d'articulation C des segments est fixe. Le levier A entraîne la came et fait écarter les segments dont la garniture vient frotter sur la paroi intérieure du tambour.

9.3.1. Tringles.

Les commandes par tringles sont surtout utilisées pour des organes à faible distance. Elles deviennent compliquées dans les autres cas (autorails à deux postes de conduite, par exemple) et nécessitent alors des renvois de mouvement ou des transformations de mouvements linéaires en mouvements de rotation. Ces résultats s'obtiennent par l'intermédiaire d'articulations ou de leviers dont les jeux doivent être maintenus très faibles, car ils s'ajoutent et les manœuvres deviennent imprécises.

Les tringles peuvent travailler à la traction et à la compression, mais, dans ce dernier cas, il faut éviter leur flambage, ce qui oblige à créer de nombreux points de guidage ou à les faire très robustes, donc lourdes.

Dès que les organes à commander sont éloignés ou complexes, des cardans ou des joints télescopiques deviennent nécessaires; la commande devient une véritable petite transmission.

9.3.2. Câbles.

Les câbles permettent des chemins de commande plus complexes que les tringles. Ils doivent être guidés par des poulies de renvoi. Comme ils ne travaillent qu'à la traction, il faut rappeler leurs extrémités par des ressorts ou utiliser des câbles sans fin. Les organes à commander sont entraînés par des serre-câbles.

On utilise également des câbles flexibles sous gaine incompressible (Bowden, Téléflex, etc.).

9.3.3. Chaînes.

Les chaînes (genre Brampton ou Renold, type bicyclette) sont quelquefois utilisées seules ou, plus souvent en série, avec des câbles, pour permettre un entraînement précis (commande de la rotation d'un arbre, d'un tambour, par exemple).

D'une façon générale, les commandes mécaniques présentent de nombreux inconvénients :

— elles sont encombrantes;

— elles présentent des zones sensibles à l'usure et aux jeux;

— elles nécessitent de la part des utilisateurs des efforts importants et une certaine habileté;

— elles ne permettent pas la commande simultanée de plusieurs unités.

Aussi les abandonne-t-on au profit des commandes par fluides, qui ne nécessitent que des installations purement statiques.

9.4. COMMANDES PNEUMATIQUES ET ELECTRO-PNEUMATIQUES

Dans la commande pneumatique à distance, on utilise des servo-moteurs à air comprimé.

Ils sont, presque toujours, constitués par des combinaisons de cylindres et de pistons et, par conséquent, le mouvement résultant est linéaire. On peut d'ailleurs le transformer en mouvement circulaire par différents moyens.

On peut les classer en servo-moteurs discontinus, comportant un nombre plus ou moins grand de positions, et en servo-moteurs continus.

9.4.1. Servo-moteurs discontinus.

Si deux positions sont suffisantes, le servo-moteur comporte un seul cylindre dans lequel se meut un piston. L'air comprimé est envoyé dans le cylindre, sur l'une ou l'autre face du piston, par l'intermédiaire d'un robinet distributeur. Le déplacement du piston réalise la commande de l'organe (*fig. 145*).

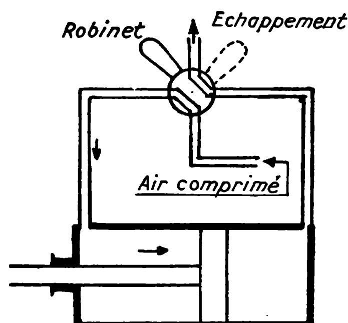


Fig. 145. — Servo-moteur à air comprimé à deux positions.

Si la position de repos est toujours la même, on n'alimente en air qu'une extrémité du cylindre; le piston est rappelé par un ressort (*fig. 146*).

On peut également obtenir des servo-moteurs à trois ou quatre positions en utilisant des cylindres de diamètres différents en série (*fig. 147*).

Pour transformer le déplacement rectiligne en mouvement circulaire, on peut utiliser des servo-moteurs à deux cylindres, les pistons étant réunis par une tige qui porte une crémaillère. Celle-ci engrène avec un pignon solidaire de l'arbre commandé.

Une application de cette méthode, avec un grand nombre de positions de l'arbre commandé, est réalisée sur les locomotives électriques de conception C. E. M. pour la commande du démarrage et des changements de couplage (*fig. 148*). Dans des cas aussi complexes, l'alimentation en air des servo-moteurs est réalisée à l'aide d'électro-valves.

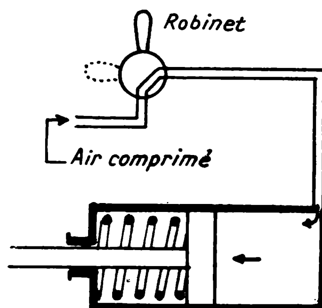


Fig. 146. — Servo-moteur à air comprimé à rappel par ressort.

9.4.2. Servo-moteurs continus.

On peut obtenir un nombre infini de positions en équilibrant les efforts de part et d'autre du piston, mais il faut maintenir ce dernier en position stable.

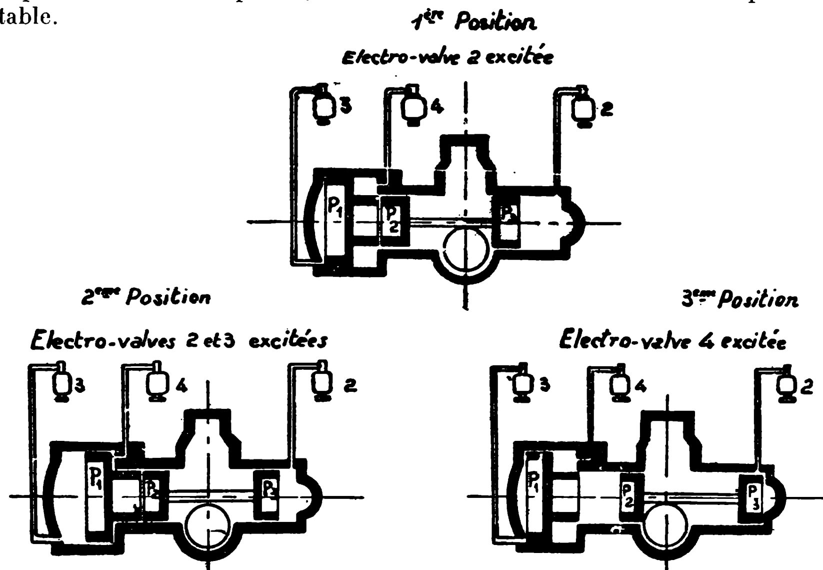


Fig. 147. — Servo-moteur à trois positions.

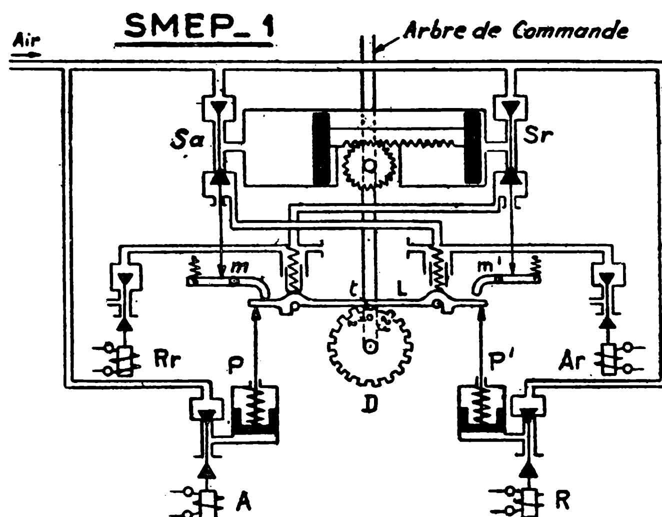
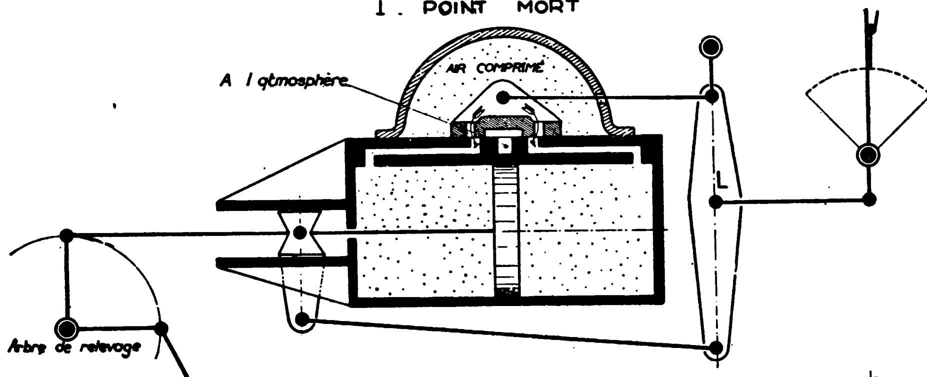
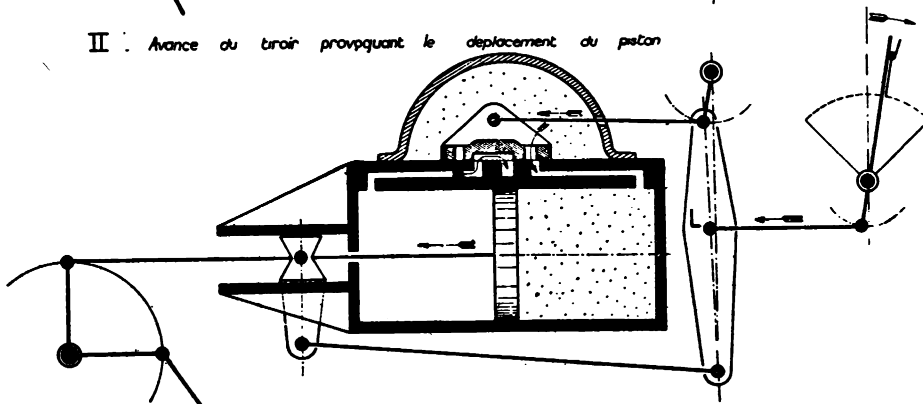


Fig. 148. — Commande de l'arbre à cames (2D2, 9.100). — SMEP : servo-moteur électro-pneumatique. — D : disque de verrouillage à 24 positions. — A : électro-valve d'avance. — R : électro-valve de recul. — Sa : soupape d'avance. — Sr : soupape de recul. — Ar, Rr : électro-valves d'alimentation.

Pour cela, on réalise un asservissement. Un exemple typique est fourni par le servo-moteur de commande de la distribution sur les locomotives à vapeur type 141-R de la S. N. C. F. (*fig. 149*).

Dans certains cas, on peut régler la pression de l'air à l'aide d'un robinet détendeur, par exemple pour la commande de la vitesse d'un





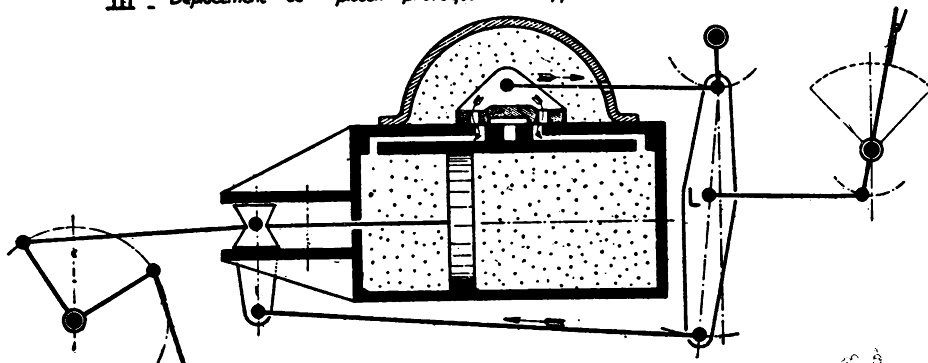


Fig. 149.

moteur Diesel par son régulateur. En général, on passe alors par l'intermédiaire d'un servo-moteur mixte à huile et air comprimé. L'effort du ressort régulateur est appliqué à l'huile, qui présente l'avantage d'être incompressible (régulation Sulzer).

On peut obtenir des mouvements progressifs, par exemple, pour la commande d'un embrayage, soit, comme ci-dessus, avec un robinet détendeur, soit, plus simplement, à l'aide d'un diaphragme de dimension convenable placé sur l'orifice de fuite du servo-moteur de débrayage.

9.4.3. Electro-valves.

L'électro-valve est l'élément essentiel des commandes électro-pneumatiques.

Une électro-valve est constituée, essentiellement, par deux valves qui font communiquer :

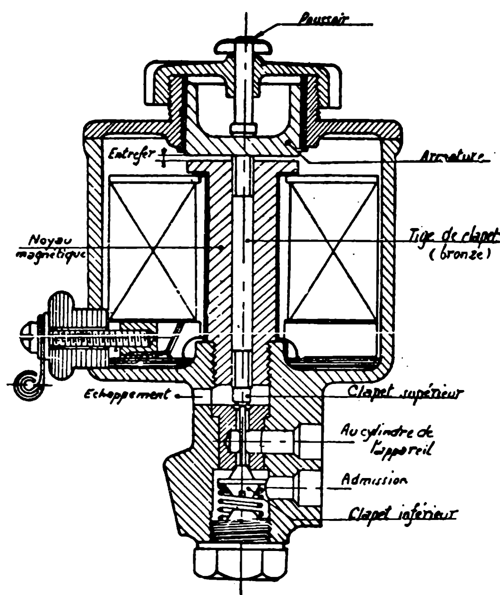


Fig. 150.

— l'une, un réservoir d'air comprimé avec le cylindre de l'appareil à manœuvrer;

— l'autre, ce même cylindre avec l'atmosphère.

Les mouvements de ces deux valves : admission et échappement, sont solidaires. L'une se ferme quand l'autre s'ouvre et vice versa.

Ces mouvements sont obtenus par l'intermédiaire d'une armature attirée par le champ d'une bobine, qui est mise sous tension par un appareil de commande approprié, contrôleur ou interrupteur.

Un ressort antagoniste ramène les valves à leur position primitive lorsque le courant est interrompu (*fig. 150*).

Les électro-valves peuvent se classer en deux types différents :

— type normal ou direct (lorsque la bobine n'est pas excitée, le cylindre est à l'atmosphère);

— type inverse (lorsque la bobine n'est pas excitée, le cylindre est alimenté).

La commande par électro-valves est rapide et permet, lorsque c'est nécessaire, de synchroniser plusieurs opérations.

9.5. COMMANDES HYDRAULIQUES ET ELECTRO-HYDRAULIQUES

L'huile peut être utilisée comme fluide moteur dans les mêmes conditions que l'air comprimé, mais à une pression bien plus élevée avec des risques et des difficultés bien moindres.

Les appareillages hydrauliques sont donc moins encombrants.

On se servira plus volontiers d'air comprimé lorsqu'il en existe une source à proximité (cas des engins sur rails, qui comportent tous des freins à air comprimé). Par contre, on utilisera l'huile sur une machine autonome (machine-outil ou automobile) en montant une petite pompe entraînée par l'arbre moteur.

L'huile possède sur l'air une supériorité essentielle qui la fera préférer dans de nombreuses circonstances, principalement dans le cas des servo-moteurs continus : c'est son incompressibilité presque absolue (le coefficient de compressibilité des huiles utilisées dans les commandes hydrauliques est $49\ 10^{-6}/\text{kg/cm}^2$).

Les mécanismes sont alimentés par des robinets, des tiroirs ou des électro-valves.

Lorsque l'on désire obtenir un mouvement de translation, on se sert d'un cylindre dans lequel se meut un piston. La position de ce dernier peut être asservie à celle du levier de commande par l'intermédiaire d'une tringlerie commandant le tiroir de distribution, exactement comme dans le servo-moteur pneumatique décrit précédemment.

Pour créer un mouvement de rotation, on peut se servir d'un moteur à palettes fixes (servo-moteur Sulzer, *fig. 151*). Ce système ne permet qu'une rotation d'une fraction de tour.

On peut également utiliser, comme moteur, une pompe à palettes mobiles, trop fragile cependant pour supporter de forts couples, ou une pompe à engrenages.

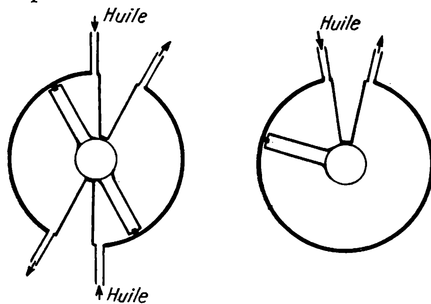


FIG. 151. — Servo-moteurs rotatifs à palettes fixes.

Nous étudierons plus loin les transmissions hydrauliques volumétriques, qui comportent toutes des moteurs hydrauliques, ou récepteurs, susceptibles d'être utilisés comme servo-moteurs (2e partie, chapitre V).

9.6. COMMANDES ELECTRIQUES

9.6.1. Systèmes discontinus.

Ils comportent des électro-aimants à plongeurs, pour les organes dont la manœuvre nécessite un changement de position, et des relais, quand il s'agit simplement de fermer ou d'ouvrir des circuits.

Un cas particulier est celui des embrayages et des boîtes de vitesses électro-magnétiques (boîtes Cotal), qui sont commandés directement par l'envoi du courant dans des électro-aimants (voir boîtes de vitesses à trains épicycloïdaux, 2e partie).

Les commandes électriques se prêtent particulièrement bien aux manœuvres à distance, à la marche en unités multiples, aux protections, enclenchements et verrouillages.

9.6.2. Servo-mécanismes continus.

Les servo-moteurs électriques constituent les types les plus achevés de servo-mécanismes. La plupart du temps, ils sont utilisés avec des transmissions électriques pour régler un courant (voir 2e partie, chapitre V).

Ils fonctionnent comme des amplificateurs. Citons, à titre d'exemple, un servo-mécanisme purement statique, la lampe triode, et un système dynamique, l'amplidyne.

9.6.2.1. Triode. — L'emploi comme amplificatrice de la lampe triode est bien connu et nous ne le rappelons que très brièvement.

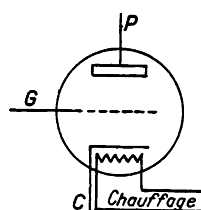


FIG. 152. — Triode.

Une triode est un tube à vide comportant trois électrodes : une cathode incandescente C, une grille G et une plaque P (*fig. 152*). Si G et P sont à des potentiels convenables v_g et V_p par rapport à la cathode, les électrons (négatifs) émis par cette dernière parviennent à la grille et à la plaque.

Il passe alors un courant I_p (courant plaque) entre cathode et plaque, un courant i_g (courant grille) entre cathode et grille.

Si on réalise le montage de la figure *153*, on peut faire varier v_g et V_p. Dans ces conditions, on constate que, suivant la valeur de V_p, le courant plaque varie en fonction de v_g suivant les courbes de la figure *154*.

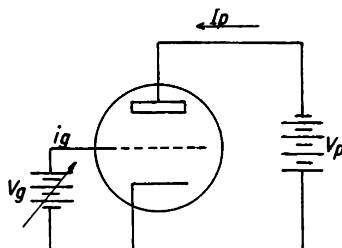


FIG. 153. — Montage d'une triode pour la mesure des caractéristiques.

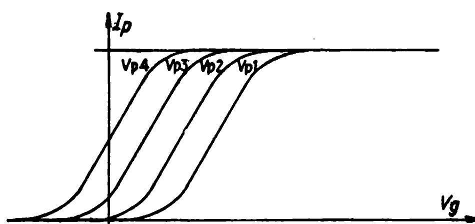


FIG. 154. — Caractéristiques d'une triode.

On remarque que ces courbes comportent une importante portion rectiligne. La pente en un point est fonction du facteur d'amplification

$$\mu = \frac{\Delta V_p}{\Delta v_g}.$$

En pratique, on peut écrire :

$$\Delta I_p = \frac{1}{\rho} \left[\Delta V_p + \mu \, \Delta v_g \right]$$

ρ étant la résistance interne de la triode.

Pour utiliser la triode comme amplificatrice, il faut réaliser un montage analogue à celui de la figure *155*, comportant une résistance R dans le circuit plaque. Dans ces conditions, une variation Δv_g du potentiel de grille produit une variation du courant plaque ΔI_p et, par suite, aux bornes de la résistance R une variation de différence de potentiel :

$$\Delta V_p = - R \, \Delta I_p.$$

On a donc, d'après la relation précédente :

$$(\rho + R) \, \Delta I_p = \mu \, \Delta v_g$$

et, par suite :

$$\frac{\Delta V_p}{\Delta v_g} = - \frac{\mu R}{\rho + R}.$$

Tout se passe comme si la triode était une source de fém $\mu \, \Delta v_g$ (*fig. 155 a*).

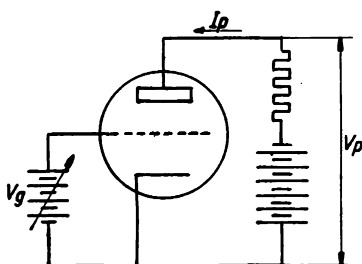


FIG. 155. — Montage d'une triode en amplificatrice.

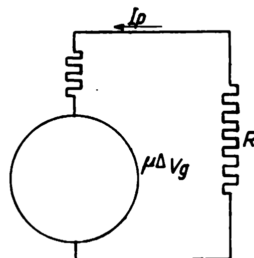


FIG. 155 *a*. — Schéma équivalent à une triode amplificatrice.

Dans ces formules, le signe moins vient du fait que le courant I_p augmentant quand v_g augmente, et la chute de potentiel totale étant fixée par la source, la différence de potentiel entre cathode et plaque diminue quand v_g augmente.

L'amplification en potentiel est donc : $\frac{\mu}{R + \rho}$.

Dans les servo-mécanismes, on alimente la grille avec un signal d'entrée, par exemple l'écart entre une tension mesurée et une tension de référence. On peut ainsi moduler la tension de sortie, utilisée, par exemple, à l'excitation d'un moteur.

Les nombreux tubes à vide dérivés de la triode (pentodes en particulier) ne présentent, du point de vue théorique, que des différences de détail et sont aussi utilisés comme amplificatrices.

9.6.2.2. Amplidyne. — L'amplidyne est une dynamo comportant un montage de balais dérivé de la dynamo Rosenberg.

Considérons une dynamo Gramme classique. Elle comporte un induit entraîné par un moteur quelconque tournant dans un champ inducteur H. L'induit fournit un courant collecté par deux balais A et A' calés sur un diamètre perpendiculaire au champ H (*fig. 156*).

Mais, dès que le courant d'induit s'établit, il crée un champ R, qui est dirigé suivant la ligne des balais AA'. C'est la réaction d'induit. Il en découle que le champ résultant, dans lequel tourne l'induit en régime

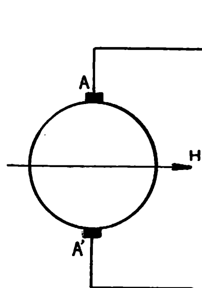


Fig. 156. — Principe de la dynamo.

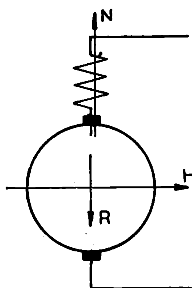


Fig. 157. — Principe de la neutralisation de la réaction d'induit

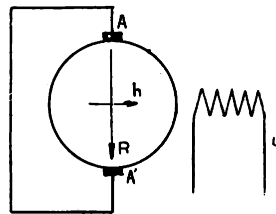


Fig. 158. — Dynamo avec balais en court-circuit.

stable, est décalé. Ce champ étant dû au courant débité par la dynamo, on peut, si on le désire, l'annuler rigoureusement en plaçant sur la ligne des balais un bobinage de neutralisation en série avec l'induit, et donnant un champ N égal et opposé à la réaction d'induit R (*fig. 157*).

Reprenons notre dynamo d'origine et supposons que le champ inducteur H soit fourni par un enroulement inducteur ne comportant qu'un petit nombre de tours et parcouru par un courant faible i. Le champ H sera très faible; appelons-le h. La tension aux bornes des balais AA' sera faible.

Au lieu de fermer les balais AA' sur un circuit extérieur, réunissons-les en court-circuit.

Bien que le champ h soit faible, la résistance de l'ensemble induit + circuit AA' étant très faible, ce circuit sera parcouru par un courant très important (*fig. 158*).

Il en résulte une réaction d'induit R considérable.

Utilisons cette réaction d'induit comme champ inducteur et appelons-la RH. Pour cela, nous devons créer une nouvelle ligne de balais BB', perpendiculaire à RH, donc à AA'. Les balais BB' seront reliés aux bornes extérieures de la dynamo.

Mais, dès que ces balais seront fermés sur une source extérieure et débiteront un courant, il s'établira une nouvelle réaction d'induit R', dirigée suivant BB', qui neutralisera le champ h et la tension aux bornes de BB' tombera (*fig. 159*).

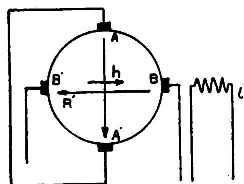


FIG. 159. — Dynamo à quatre balais.

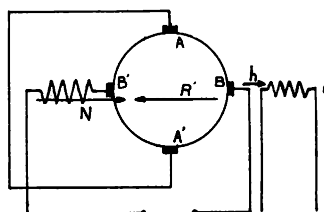


FIG. 160. — Amplidyne.

Pour éviter cela, il suffit de neutraliser la réaction d'induit R' par un bobinage de neutralisation en série avec les balais BB', comme nous l'avons vu plus haut. On obtient ainsi le schéma définitif de l'amplidyne (*fig. 160*).

On conçoit que les caractéristiques des circuits d'induit et des bobinages de neutralisation N doivent être particulièrement bien calculées. Dans ces conditions, un courant très faible i produit un champ inducteur RH important, donnant naissance lui-même à une force électromotrice élevée aux bornes B et B'. L'amplidyne est donc un servo-mécanisme à

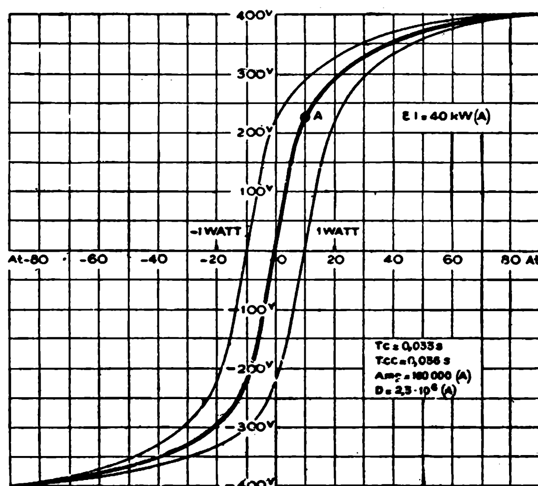


FIG. 161.

deux étages d'amplification. Elle permet des gains de puissance de l'ordre de 10^3 à 10^5 (*fig. 161* : la caractéristique d'une amplidyne Alsthom de 40 kVA).

De plus, elle possède une grande rapidité de réponse. On définit son facteur dynamique d'amplification D comme le rapport du coefficient

d'amplification en puissance A à la constante de temps d'établissement T définie au paragraphe 921 sur les servo-mécanismes :

$$D = \frac{A}{T} .$$

Le contrôle par amplidyne de l'excitation d'un moteur à courant continu permet de fonctionner à vitesse contante, à couple constant, à

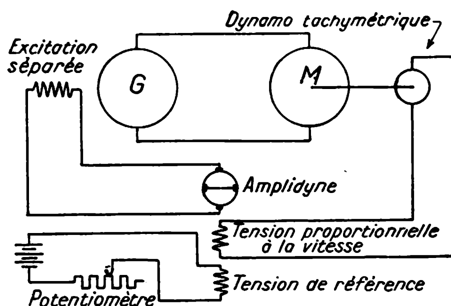


Fig. 162. — Principe du contrôle de la vitesse par amplidyne.

accélération constante ou à puissance constante. Il permet également des contrôles de position ou d'épaisseur (laminoirs, papeteries, etc.) ou le fonctionnement avec limitation d'une ou plusieurs variables.

Le plus souvent, on réalise un montage avec des enroulements différentiels pour la fourniture des ampères-tours inducteurs (*fig. 162*).

DEUXIÈME PARTIE

PRINCIPALES FAMILLES DE TRANSMISSIONS

CHAPITRE PREMIER

TRANSMISSIONS MÉCANIQUES A FROTTEMENT

1.1. TRANSMISSIONS A COURROIES

1.1.1. Transmissions discontinues.

Le type le plus classique de transmission discontinue à courroies est représenté par le cône de poulies des machines-outils à transmission principale.

La machine comporte un cône à gradins constitué par trois, quatre, cinq ou même six poulies accolées et étagées. La broche peut être clavetée sur le cône dont elle prend la vitesse de rotation; c'est ce qu'on appelle

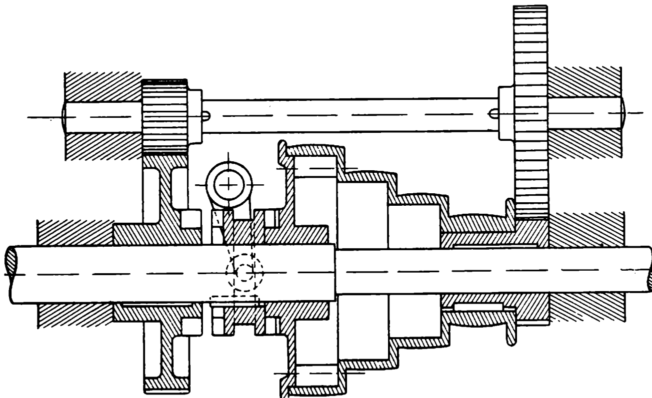


FIG. 163.

tourner *à la volée* (*fig. 163*). Elle peut être également clavetée sur un pignon qui reçoit son mouvement du cône par l'intermédiaire d'un *harnais d'engrenages*.

Certaines machines possèdent deux harnais, dont l'un ou l'autre peut être craboté sur le cône. Celui-ci reçoit son mouvement d'un cône analogue monté parallèlement et en opposition. Sur les machines à commande individuelle, ce dernier cône est monté sur un basculeur permettant d'assurer la tension de la courroie. Le contrepoids est constitué par le moteur d'entraînement (*fig. 164*).

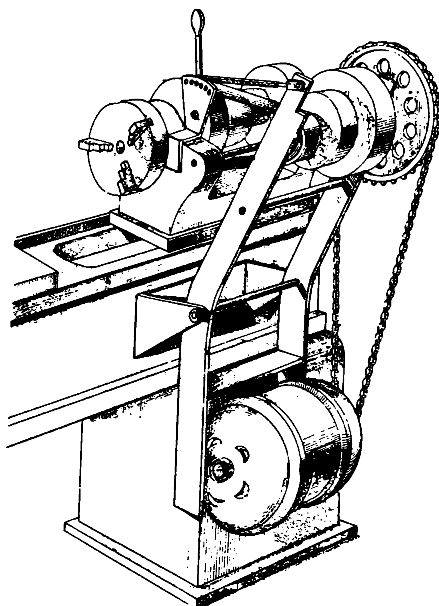


Fig. 164. — Basculeur.

Si la déformation de la courroie est négligeable, le rapport des vitesses, correspondant à une poulie primaire de rayon R_1 et une poulie secondaire de rayon R_2, est évidemment :

$$k = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R_1}{R_2}.$$

Pour qu'une transmission à n gradins ait ses vitesses en progression géométrique de raison λ, il faut que les diamètres des étages des deux cônes soient en progression de raison $\sqrt{\lambda}$.

1.1.2. Transmissions continues.

Dans toutes les transmissions de ce type, on a cherché à faire varier le diamètre des poulies. Cette idée n'a jamais reçu de solution satisfaisante avec les courroies plates. On a cependant utilisé quelquefois deux cônes d'axes parallèles (*fig. 165*).

Par contre, un grand nombre d'applications ont été faites avec des courroies trapézoïdales. En effet, avec ces dernières, l'entraînement s'effectue sur les flancs intérieurs de la poulie par les surfaces latérales de la courroie. Le rayon réel d'entraînement est déterminé par le rayon moyen d'appui entre ces surfaces [1]. Il en résulte que l'on peut faire varier ce rayon en modifiant l'écartement des flancs de la poulie.

Une telle transmission nécessite donc deux poulies de construction particulière, pour permettre une variation d'écartement des flancs, et une

1. Ce rayon peut être déterminé en fonction des considérations suivantes : sur la poulie, du fait de la courbure, les fibres extérieures de la courroie sont plus tendues et tendent à s'allonger, les fibres intérieures à se raccourcir. Le rayon réel correspond à une fibre dont la tension ne varie pas et qui ne change pas de longueur, la somme algébrique des contraintes dues aux déformations étant égale à la tension de la courroie.

conjugaison entre elles, pour que la longueur de la courroie reste constante.

Une réalisation assez rudimentaire, mais robuste, de ce principe, est constituée par le variateur P.I.V. Dans celui-ci, la courroie est remplacée par une chaîne à lamelles. Chaque poulie est constituée par deux flasques dont les cônes, formant les flancs de la gorge, portent des cannelures rayonnantes. Ces dernières sont disposées en opposition sur les deux flasques d'une même poulie. Les lamelles de la chaîne, disposées perpendiculairement au mouvement de celle-ci, s'encastrent entre les cannelures des flasques et assurent l'adhérence (*fig. 166* et *166 a*).

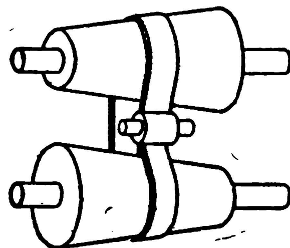


FIG. 165.

Les vitesses susceptibles d'être obtenues avec ce système sont évidemment assez limitées. Une solution beaucoup plus élégante est fournie par les courroies en caoutchouc naturel ou synthétique à section trapézoïdale. Un grand nombre de variateurs (Cidma, Wyss, Colombes-Texrope) sont basés sur ce principe (*fig. 167*). Ils sont assez volumineux dès qu'on atteint des puissances importantes. Le défaut commun à tous ces systèmes est que la variation de la vitesse n'est possible qu'en marche.

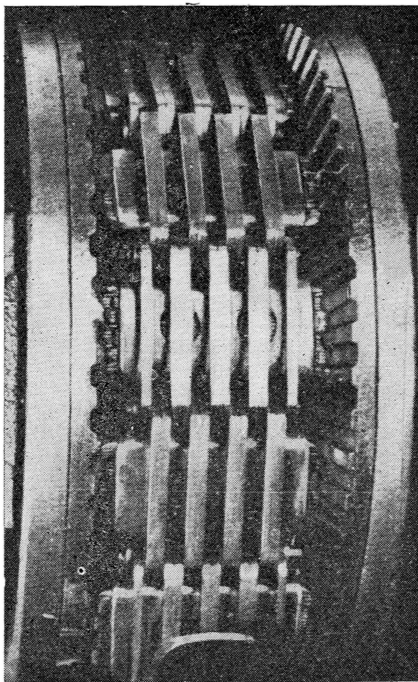


FIG. 166.

1.2. TRANSMISSIONS CONTINUES A CONTACT

Dans toutes les transmissions mécaniques, la variation du rapport de démultiplication est obtenue par la variation des rayons des deux pièces tournantes : l'une menante, l'autre menée. Il était naturel que l'on cherche à faire varier ces rayons, ou l'un de ces rayons, d'une façon continue, en supprimant tout intermédiaire comme les courroies.

On a donc été conduit à créer des mécanismes dans lesquels l'entraînement se fait grâce à l'adhérence des pièces en contact et roulant les unes sur les autres. Par mouvement relatif des axes de rotation de ces pièces, on fait varier les rayons d'entraînement. L'effort transmissible aux points de contact, entre

deux de ces pièces, est fonction du coefficient de frottement f et de la pression P qui applique les pièces l'une sur l'autre. Suivant la loi de Coulomb :

$$T = f P.$$

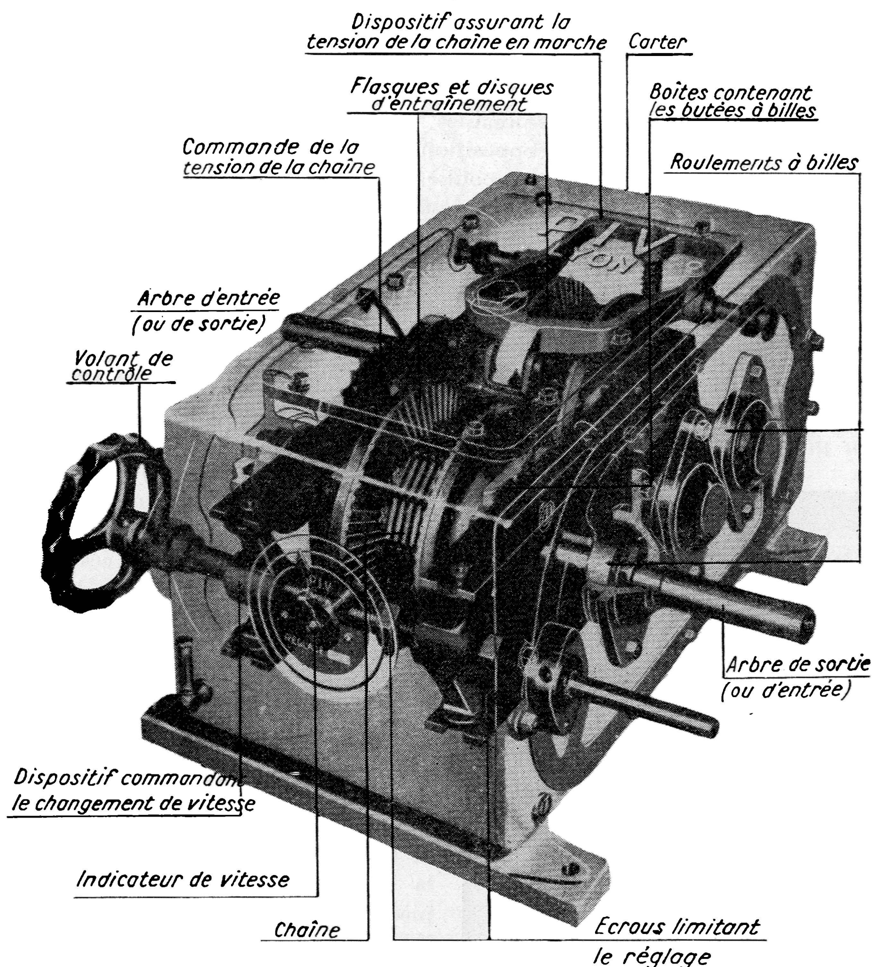


FIG. 166 *a*. — Variateur P.I.V.

Le coefficient de frottement f est très variable suivant la nature des surfaces en contact, leur degré de finition et la qualité du lubrifiant, presque toujours indispensable pour évacuer les calories dépensées en frottement; f semble diminuer de 0,10 à 0,05 (pour l'acier) quand la pression varie de 50 à 200 kg/mm^2.

Les progrès réalisés dans la métallurgie permettent maintenant la construction de tels mécanismes, grâce aux aciers très durs dont on peut disposer. Ces aciers supportent des pressions atteignant 225 kg/mm^2. L'utilisation de caoutchouc, ou de la matière plastique, n'est pas à exclure.

On peut faire varier, soit le rayon de la pièce menante, soit celui de la pièce menante et de la pièce menée. Enfin, très souvent, on utilise un intermédiaire de transmission à rayon constant, compris entre deux pièces à rayon variable ayant un rôle symétrique.

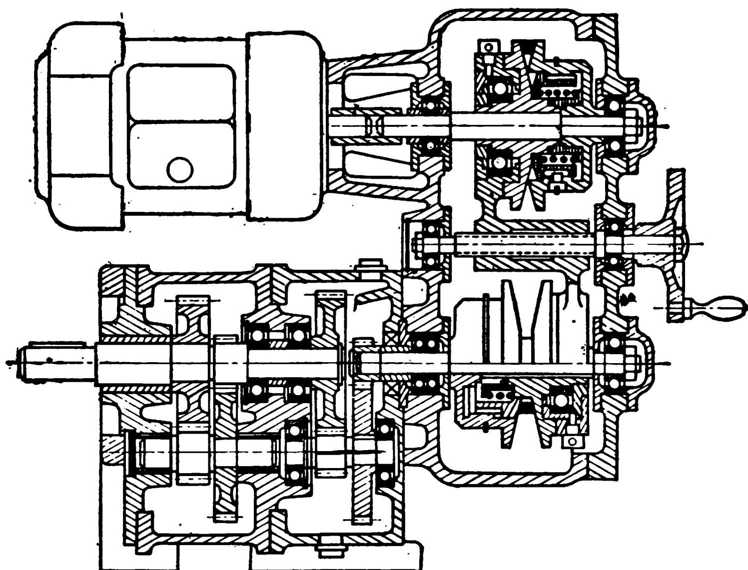


Fig. 167. — Variateur « C.I.D.M.A. ».

Les pièces à rayon variable sont des plateaux, des cônes, des sphères ou des tores. Des surfaces plus complexes ont également été brevetées, et quelquefois utilisées, mais elles sont difficilement usinables.

1.2.1. Transmissions à plateaux ou à disques.

Ce système est connu depuis très longtemps et a été utilisé, surtout autrefois, à la commande des presses de moyenne puissance. Dans son principe, il comporte un galet (secondaire) roulant sur un disque plat (primaire). Les arbres du plateau et du galet sont concourants et perpendiculaires. Le plan moyen du galet peut se déplacer parallèlement à lui-même :

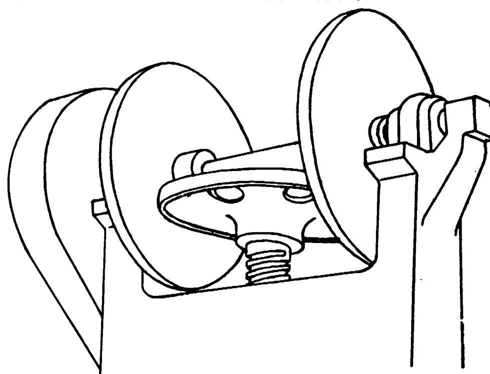


Fig. 168. — Variateur à plateau (commande de presse).

— soit que le galet puisse coulisser sur son arbre qui est cannelé;

— soit qu'il reste fixé sur l'arbre, lui-même susceptible de coulisser dans ses coussinets.

Il existe d'ailleurs de nombreuses variantes (*fig. 168*).

Autrefois, les galets ou les disques comportaient des garnitures en cuir pour améliorer l'adhérence. Une réalisation moderne de ce système est représenté par le variateur F.U. (*fig. 169*).

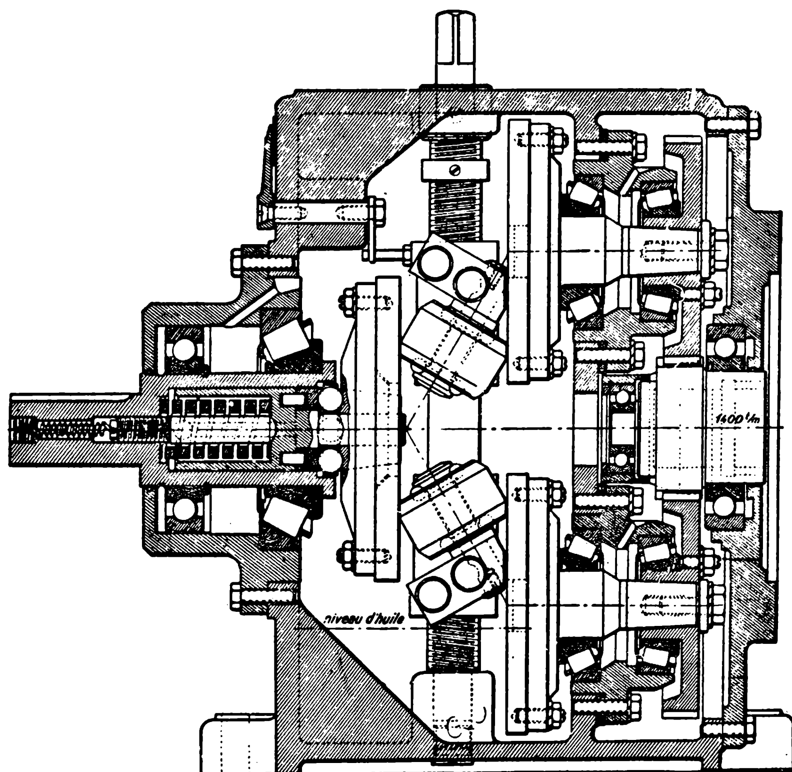


Fig. 169. — Variateur « F.U. ».

L'inconvénient essentiel du système réside dans le fait que les vitesses faibles ne sont obtenues que pour un faible rayon du primaire et, par conséquent, avec un faible couple.

La puissance susceptible d'être transmise varie paraboliquement avec la vitesse.

1.2.2. Variateurs à cônes.

Ces variateurs sont dérivés des systèmes à courroies correspondants. La réalisation moderne est représentée par le variateur Nicolle, dans lequel primaire et secondaire sont constitués chacun par deux cônes, dont l'un est

mobile. Les cônes mobiles du primaire et du secondaire ayant leurs mouvements conjugués, l'entraînement se fait par l'intermédiaire d'un anneau assurant des contacts ponctuels (*fig. 170*). Une solution plus complexe

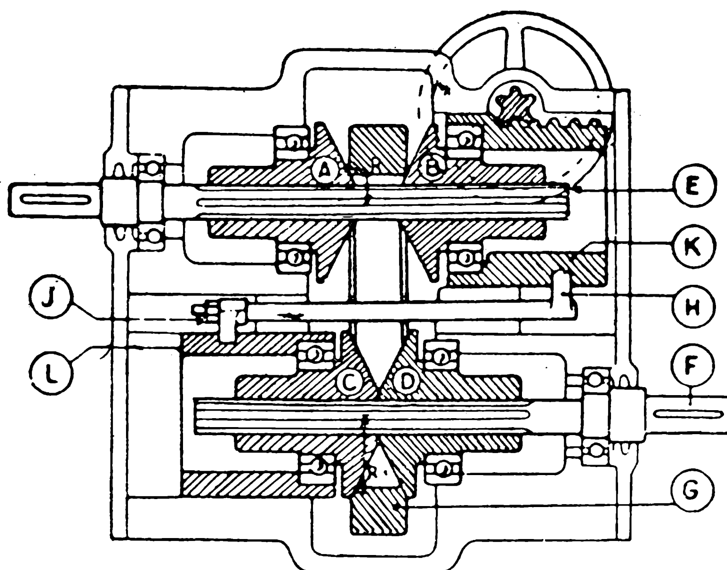


FIG. 170. — Variateur « Nicolle ».

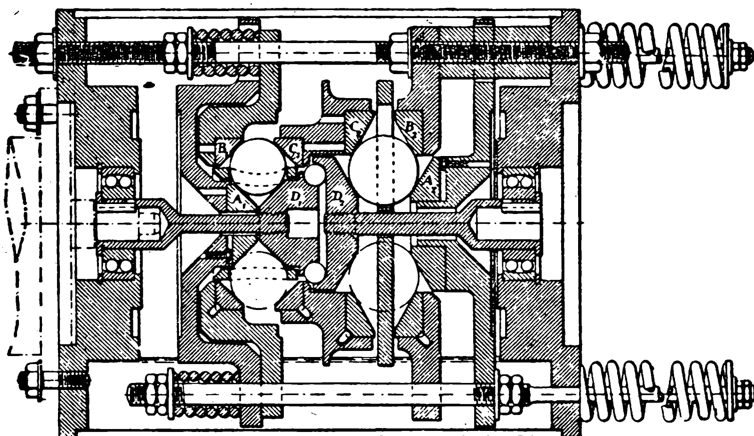


FIG. 171. — Variateur « Gerritsen ».

est constituée par le variateur Gerritsen, qui peut comporter plusieurs étages de cônes conjugués entre eux, et dans lequel les éléments intermédiaires sont des billes d'acier (*fig. 171*).

Une transmission à cônes d'un caractère original est la transmission automatique Robertson, de la Société Kerr-Stuart, et sa réplique allemande Prymköhl (*fig. 172*). Elle comporte un cône primaire mâle et un anneau femelle secondaire qui, en position de repos ou de prise directe,

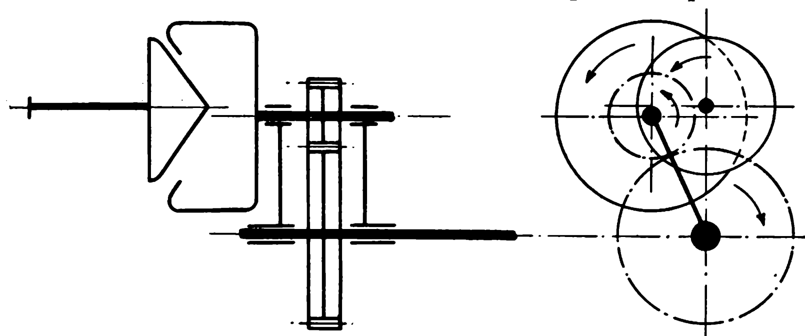


Fig. 172. — Variateur « Prymköhl ».

est concentrique au cône primaire. Ce dernier est poussé contre le secondaire par un embrayage automatique à masselottes. Le cône secondaire entraîne l'arbre de sortie de la transmission par l'intermédiaire d'un train d'engrenages réducteur monté dans un carter. Ce carter peut pivoter

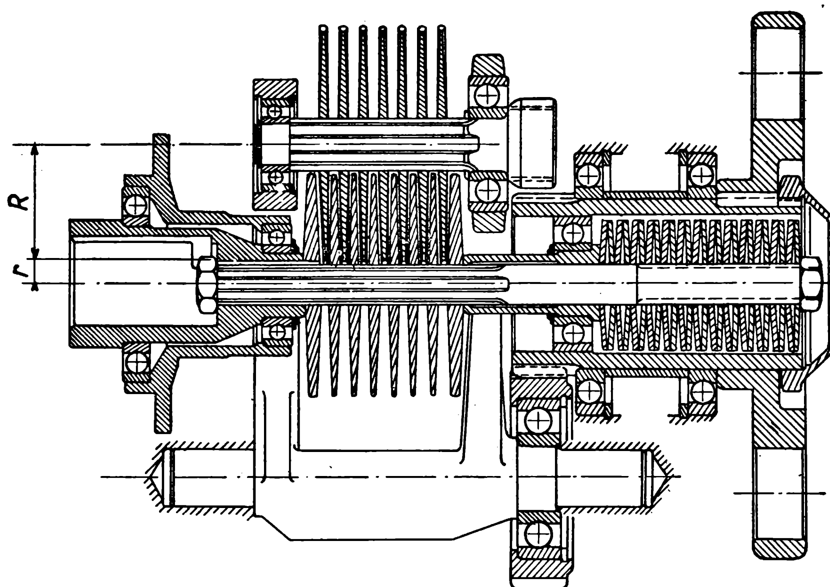


Fig. 173.

autour de l'arbre de sortie, ce qui a pour effet de faire varier le point de contact entre le cône mâle et le cône femelle en décentrant ce dernier par rapport au premier. En même temps, ce mouvement repousse le

cône primaire et, par suite, augmente la pression entre les deux cônes en assurant simultanément la réaction du couple appliqué à l'arbre de sortie.

L'angle de pivotement du carter est d'autant plus grand que le couple résistant est plus élevé. Par conséquent, la démultiplication est plus importante. Elle est donc automatiquement proportionnelle au couple secondaire.

Un système intermédiaire entre les transmissions à disques et à cônes est présenté par le variateur Beier. Celui-ci comporte un arbre primaire constitué par un empilage de cônes très plats et un certain nombre d'arbres

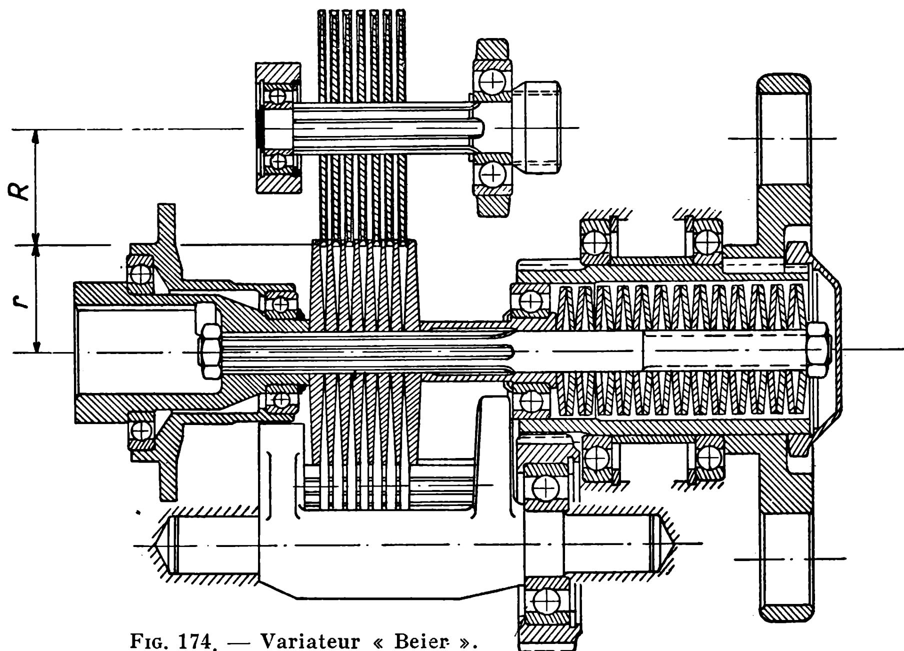


Fig. 174. — Variateur « Beier ».

intermédiaires sur lesquels sont montés des disques à bordure conique. Ces arbres sont montés sur des systèmes oscillants et entraînent le secondaire, coaxial au primaire, par le jeu de couples d'engrenages droits (*fig. 173*).

Cônes et disques peuvent coulisser sur leurs arbres, qui sont cannelés. Les cônes du primaire sont pressés par un ressort ou par des rondelles Belleville. La puissance transmise est sensiblement constante (*fig. 174*).

1.2.3. Transmissions à sphères.

Dans ces dispositifs, l'une au moins des surfaces en contact est une sphère, dont on fait varier le diamètre qui coïncide géométriquement avec son axe de rotation. Ce principe, breveté par Amédée Bollée, vers 1898, est appliqué sur le variateur Webo, de construction allemande (*fig. 175*).

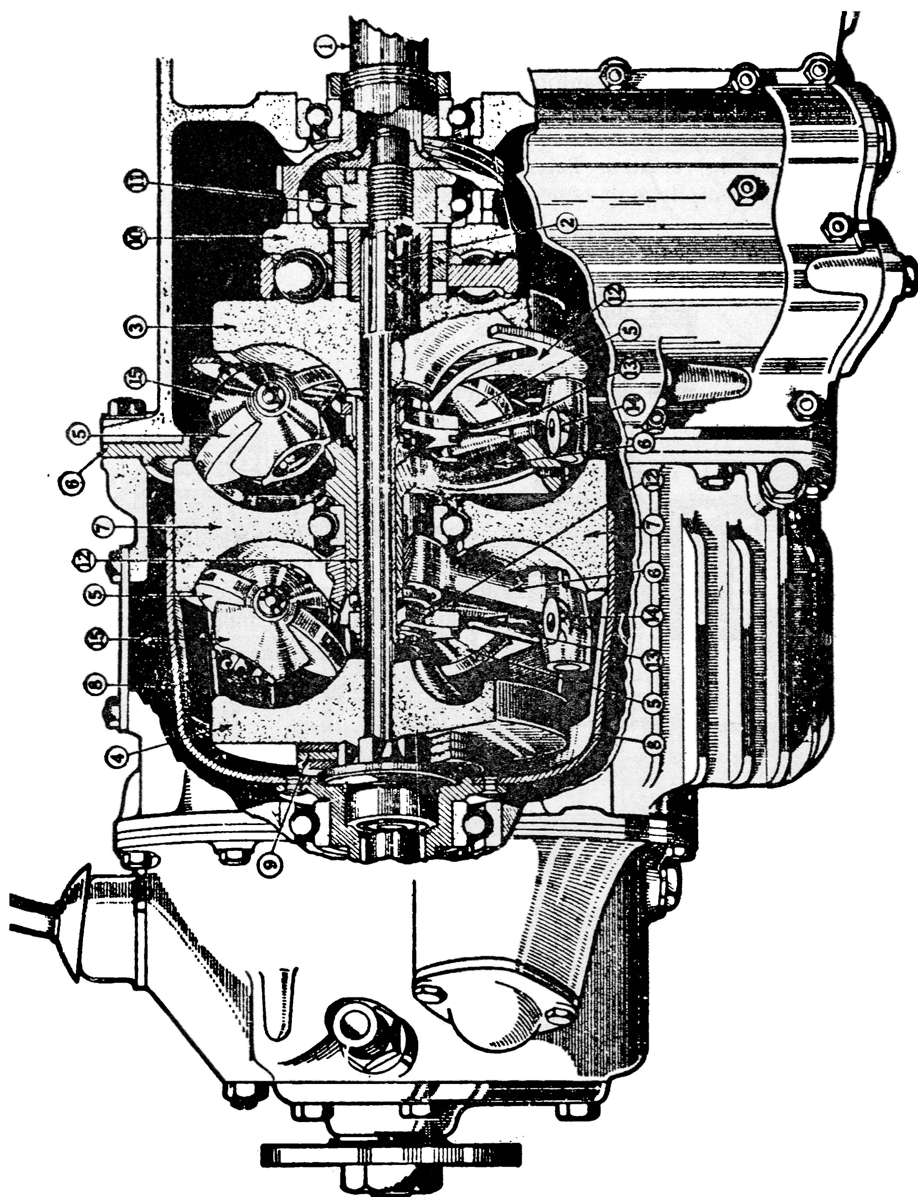


Fig. 176. — Variateur « Hayes ».

1.2.4. Transmissions à surfaces toriques.

Au lieu de déplacer le galet parallèlement à lui-même, comme cela se fait dans les variateurs à disques, on peut le faire pivoter autour d'un axe. Il est alors possible de monter coaxialement le primaire et le secondaire, qui deviennent des surfaces toriques. Cette disposition, brevetée également, depuis 1898, par Amédée Bollée, est utilisée dans les variateurs Hayes et Sadivar (*fig. 176*), dans lesquels le galet tourne autour d'un axe de son plan concourant avec son axe de rotation. Une variante de ce principe existe sur les dispositifs Variaspher, G.H. et Arter, où le galet pivote autour d'un axe qui n'est pas dans son plan (*fig. 177*).

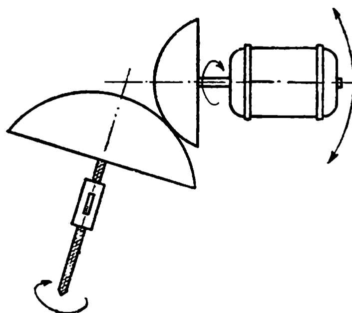


Fig. 175. — Principe du variateur de vitesse Webo.

Dans tous les systèmes dont nous venons de parler, le rapport des vitesses est égal au rapport des rayons de la pièce menante et de la pièce menée au point de contact. On ne peut obtenir la vitesse nulle qu'avec un rayon également nul et, par conséquent, avec un couple nul.

Une autre solution, plus compliquée évidemment, consiste à monter le variateur avec un différentiel à engrenages. On obtient ainsi un variateur

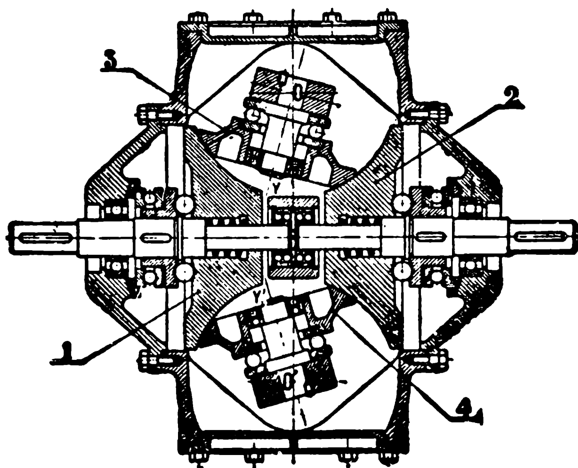


Fig. 177. — Variateur « G.H. ».
1 Tore primaire. — 2 Tore secondaire. — 3 et 4 Galets.

« à dérivation de puissance » (*fig. 178*). Le principe est le suivant : dans un différentiel, on considère qu'il y a deux arbres primaires, dont l'un est entraîné à une vitesse ω_1 et l'autre à une vitesse ω_1'. Entre ces deux arbres sont montés des satellites solidaires de l'arbre secondaire. Le

différentiel peut être constitué par un train épicycloïdal ou par un système à pignons coniques. Dans ce dernier cas, la vitesse ω_2 du secondaire est égale à la demi-somme : $\frac{\omega_1 + \omega'_1}{2}$ des vitesses des deux primaires.

Dans un train épicycloïdal, si R_1 et R'_1 sont les rayons respectifs des deux primaires, constitués, par exemple, par le pignon soleil et la couronne, la vitesse du secondaire est :

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 R_1 + \omega'_1 R'_1}{R_1 + R'_1}.$$

On conçoit que, dans un cas comme dans l'autre, en donnant à ω_1 et à ω'_1 des valeurs de signes opposés, on puisse obtenir une nouvelle gamme de variation de vitesse comprenant la valeur 0. Mais l'appellation de variateur à dérivation de puissance, appliquée à ces systèmes, est tout à fait impropre : la puissance transmise, par le variateur proprement dit, est du même ordre de grandeur que celle recueillie sur l'arbre secondaire, quand elle n'est pas plus importante.

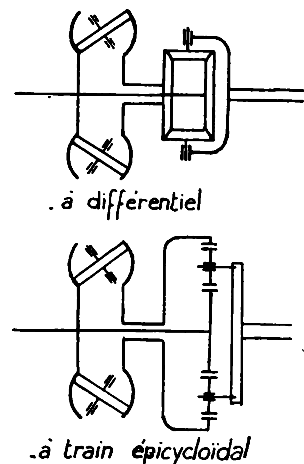


Fig. 178. — Variateurs à dérivation de puissance.

L'auteur a breveté et mis au point un variateur à surfaces toriques basé sur un principe légèrement différent et permettant d'obtenir une gamme de vitesses absolument quelconque, englobant en particulier la valeur 0 avec un couple fini. Son principe consiste simplement à entraîner les galets dans un mouvement de rotation, autour de l'axe commun au primaire et au secondaire, avec une vitesse $k\,\omega_1$, proportionnelle à la vitesse ω_1 du primaire. Cet entrainement est obtenu à l'aide d'un train épicycloïdal. Le montage est donc inversé par rapport aux systèmes à dérivation de puissance (*fig. 179*).

La formule des trains épicycloïdaux est applicable au système constitué par les tores et les galets. En appelant R et r les rayons de contact, la vitesse du porte-satellites étant fixée à $k\,\omega_1$, on obtient entre les vitesses ω_1 du primaire et ω_2 du secondaire la relation :

$$k\,\frac{R + r}{2}\,\omega_1 = \frac{1}{2}\,(\omega_1 R + \omega_2 r)$$

$$\text{d'où : } \omega_2 = k\,\omega_1 \frac{R + r}{r} - \omega_1 \frac{R}{r}.$$

La démultiplication est donc :

$$D = \frac{\omega_2}{\omega_1} = k\left(1 + \frac{R}{r}\right) - \frac{R}{r}$$

ou, en appelant λ le rapport variable des rayons :

$$D = k - \lambda\,(1 - k).$$

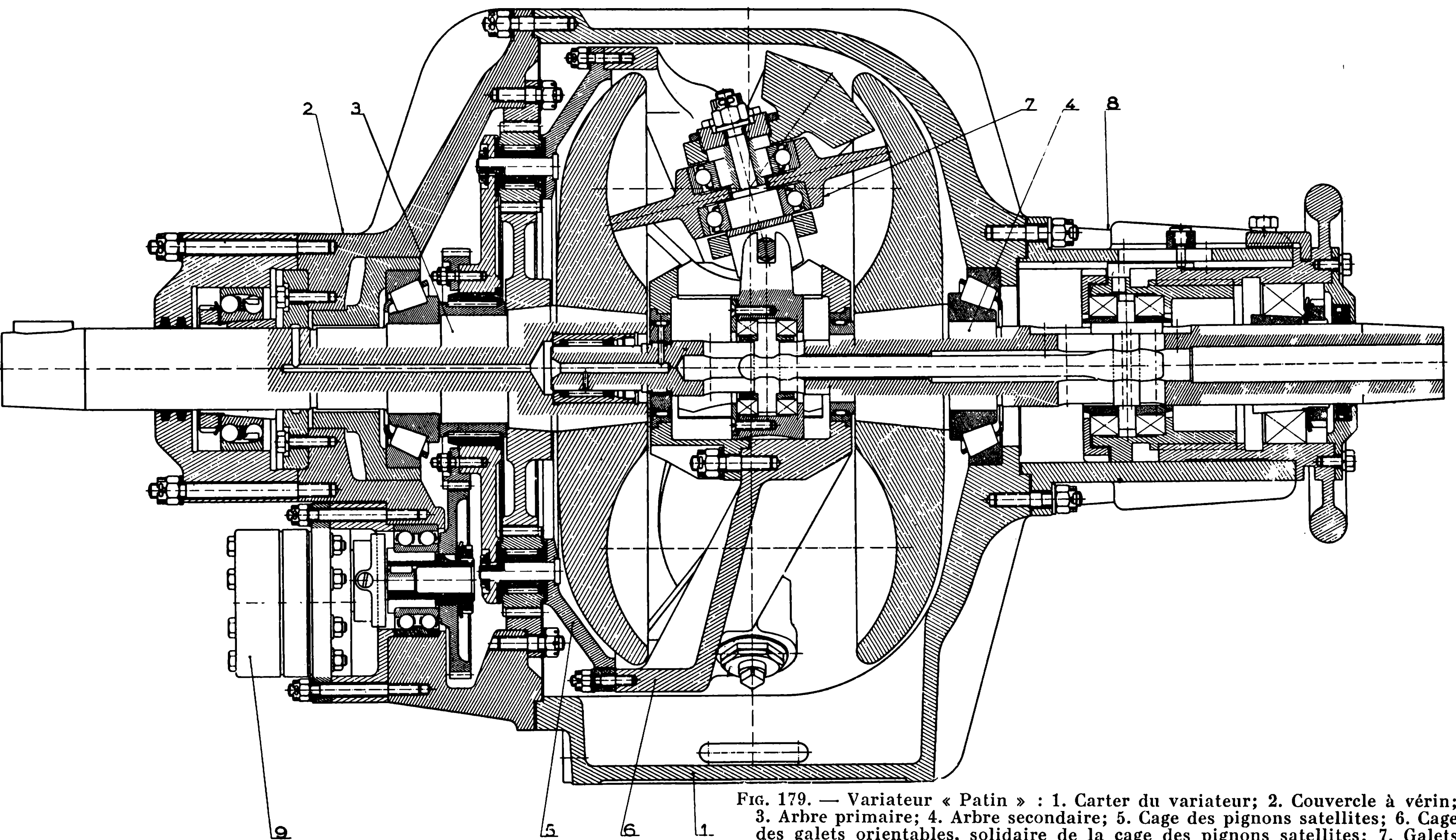


FIG. 179. — Variateur « Patin » : 1. Carter du variateur; 2. Couvercle à vérin; 3. Arbre primaire; 4. Arbre secondaire; 5. Cage des pignons satellites; 6. Cage des galets orientables, solidaire de la cage des pignons satellites; 7. Galets orientables; 8. Mécanisme d'orientation; 9. Pompe à huile.

On voit qu'il est facile de faire D = 0 dans cette formule où l'on dispose de deux paramètres. L'un, k, est fixé de construction par le train épicycloïdal d'entraînement des galets satellites, et l'autre, λ, est le rapport variable des rayons.

1.3. TRANSMISSIONS A MOUVEMENT D'AVANCE ET A ROUE LIBRE

Ces transmissions représentent une part très importante de l'imagination des inventeurs en ce domaine, mais n'ont reçu qu'un nombre d'applications très limité. Elles sont généralement basées sur le principe schématique suivant :

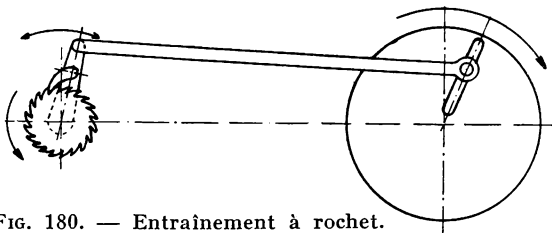


FIG. 180. — Entraînement à rochet.

— Le mouvement secondaire est reçu par une roue à rochet. Ce rochet est monté à l'extrémité d'une bielle entraînée par une manivelle à rayon variable. On conçoit que, lorsque le rayon de la manivelle augmente, chaque tour de l'arbre qui l'entraîne fait avancer la roue à rochet d'un arc plus grand (*fig. 180*). Afin que le mouvement soit continu, il faut, bien entendu, plusieurs bielles et plusieurs rochets, les manivelles

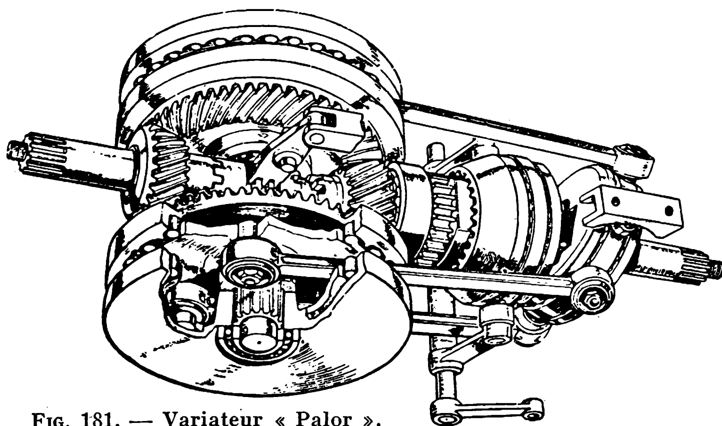


FIG. 181. — Variateur « Palor ».

étant convenablement décalées les unes par rapport aux autres. Dans la pratique, chaque rochet est remplacé, pour éviter les chocs, par un système de roue libre [1].

1. Voir paragraphe 65, première partie.

Pour faire varier l'excentrement de la tête de bielle, on utilise de nombreuses méthodes.

Dans les transmissions Palor et de Lavaud, la rotation de l'arbre primaire transmet un mouvement louvoyant à une came dont on peut faire varier l'inclinaison sur l'arbre (*fig. 181*).

Dans le système Robin-Vanroggen, la pièce reçoit les impulsions de la manivelle par l'intermédiaire d'un renvoi de mouvement, dont on peut faire varier le point fixe (*fig. 182*).

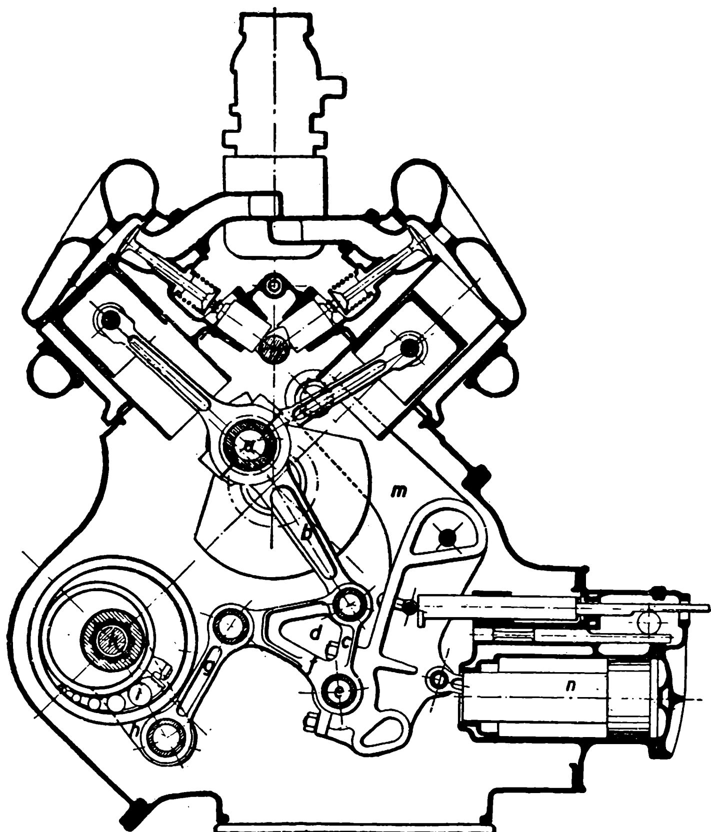


Fig. 182. — Système « Robin-Vanroggen ».

Dans le système Pitter, on modifie l'excentricité en faisant tourner, sur le maneton d'un vilebrequin, la chape sur laquelle sont articulées les biellettes. L'alésage de cette chape qui tourillonne sur le maneton étant excentré, on fait varier le rayon d'excentrement de 0 à une valeur maximum (*fig. 183*).

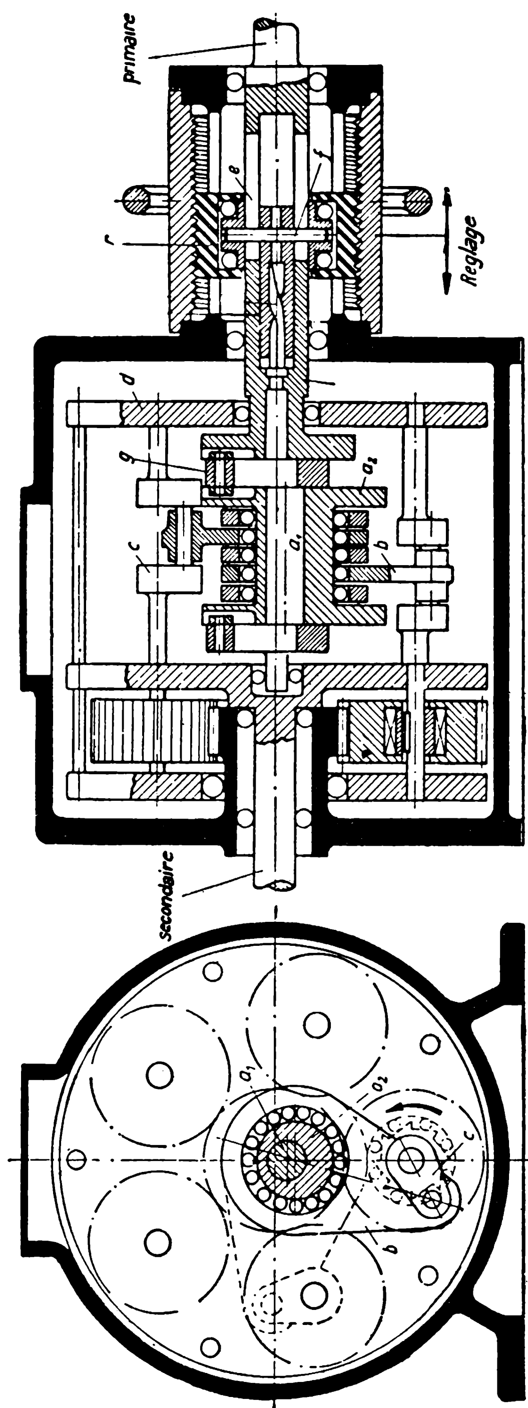


FIG. 183. — Variateur « Pitter » : a_1 Maneton du vilebrequin; a_2 Chape avec alésage excentré; *b*) Biellette; *c*) Vilebrequin d'entraînement d'un pignon satellite; *d*) Plateau secondaire; *e*) Arbre primaire creux; *f*) Doigt de commande de la rotation relative du maneton.

Nous retrouverons des dispositions analogues dans les transmissions volumétriques.

L'inconvénient commun à tous ces systèmes est la variabilité de la vitesse instantanée, due aux entraînements successifs par les différentes bielles au cours d'un tour complet de l'arbre secondaire. Malgré la présence des roues libres, il en résulte des à-coups et des chocs dans la transmission. On obtient bien une variation continue de la vitesse moyenne, mais la vitesse instantanée est elle-même trop variable autour de cette vitesse moyenne.

CHAPITRE II

TRANSMISSIONS MÉCANIQUES A ENGRENAGES

BOITES DE VITESSES

2.1. PRINCIPE

La boîte de vitesses est un organe de la transmission comportant un certain nombre de trains d'engrenages donnant des démultiplications différentes. L'un quelconque de ces trains, entraîné par l'arbre primaire à l'exclusion des autres, peut transmettre toute la puissance.

2.1.1. Choix des démultiplications.

La plupart des boîtes de vitesses comportent une « prise directe » (voir plus loin) : c'est la position des couples d'engrenages dans laquelle la boîte de vitesses n'introduit aucune transformation de vitesse (et de couple, au rendement près) dans la transmission.

Autrement dit, en prise directe, la vitesse Ω_2 du secondaire est égale à la vitesse Ω_1 du primaire.

Le cas des boîtes pour machines-outils ayant été dégrossi dans la 1re partie, paragraphe 3.1., étudions plus spécialement celui des transmissions de traction.

Généralement, la prise directe correspond à la vitesse maximum du véhicule [1]. Plaçons-nous dans ce cas.

---

1. Toutefois, quelques boîtes, particulièrement sur les automobiles, comportent une combinaison dite « surmultipliée » dans laquelle $\Omega_2 > \Omega_1$ (en général, $\Omega_2 = 1,25$ à $1,4\ \Omega_1$).

Lorsque l'on construit un véhicule moteur, on connaît, *a priori*, les possibilités de son moteur (vitesse nominale, vitesse maximum, couple, etc.). On peut se fixer la vitesse maximum qu'il est susceptible d'atteindre. Soit V km/h ou v m/s cette vitesse et soit ρ le rayon des roues motrices (ρ étant choisi pour une valeur moyenne de l'usure des bandages ou des pneumatiques).

Sauf le cas exceptionnel où un réducteur est interposé entre le moteur et la boîte, le primaire de la boîte tourne à la vitesse de rotation du moteur Ω_1, le secondaire à Ω_2 (Ω_1 en prise directe). La descente de mouvement, si la transmission en comporte une, le pont moteur (couple conique ou couple à vis tangente) et l'inverseur, s'il est indépendant du pont, introduisent après la boîte de vitesses une démultiplication fixe k' et la vitesse de l'essieu est donc :

$$\omega = k' \, \Omega_2.$$

Si la prise directe correspond à la vitesse maximum de l'engin, on aura pour $\Omega_2 = \Omega_1$ comme $v = \omega \rho$:

$$v = \omega \rho = k' \, \Omega_2 \, \rho = k' \, \Omega_1 \, \rho$$

en donnant à Ω_1 la valeur : vitesse de rotation maximum du moteur Ω_m. Cette première relation détermine la démultiplication totale k' de l'ensemble de la transmission en *prise directe* :

$$k' = \frac{v}{\rho \, \Omega_m}.$$

Par exemple, avec un moteur tournant à 1 500 tours/minute ($\Omega_1 = \frac{1\,500}{60} \times 2\pi = 50\pi$ ou 157 radians/seconde), un autorail à roues de 0,720 de diamètre ($\rho = 0{,}360$ m) aura une vitesse maximum de 120 km/h.

$$\left(v = \frac{120\,000}{3\,600} = 33{,}33 \text{ m/sec} \right)$$

si :

$$k' = \frac{33{,}33}{0{,}36 \times 157} \simeq 0{,}58.$$

S'il n'y a pas de descente de mouvement, ce résultat pourra s'obtenir avec un seul couple conique dans le pont moteur, comportant deux pignons dont les nombres de dents donneront sensiblement le rapport k' (exemples : 15 et 26 dents, 18 et 31 dents, 25 et 43 dents, etc. [1]).

---

1. Connaissant un rapport de démultiplication à obtenir, un moyen très simple pour calculer les couples d'engrenages *possibles* consiste à utiliser une règle à calcul, en mettant sur deux échelles correspondantes la valeur de k' et la valeur de 1 en regard. On recherche ensuite les valeurs entières qui apparaissent sensiblement en regard l'une de l'autre sur les deux échelles. On ne retient, autant que possible, que des nombres premiers entre eux, en tenant compte, bien entendu, des dimensions et des modules utilisables (*fig. 184*).

On se fixe le nombre de démultiplications différentes que comportera la boîte (prise directe comprise, si elle existe), compte tenu de la souplesse et des caractéristiques d'aptitude en côte que l'on désire.

Pour ce choix, on aura à examiner les courbes de fonctionnement du moteur. Si ce dernier ne fonctionne convenablement qu'entre sa vitesse

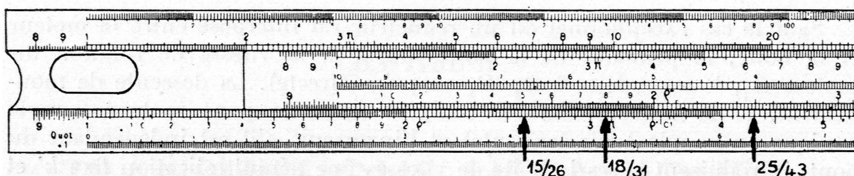


Fig. 184. — Détermination approximative des couples d'une boîte de vitesse.

maximum Ω_m et une fraction $\lambda\ \Omega_m$ de celle-ci, le nombre de vitesses devra être choisi de façon qu'à partir d'une certaine allure v_0 correspondant à la fin de l'embrayage le moteur fonctionne toujours entre $\lambda\ \Omega_m$ et Ω_m 1re partie, paragraphe 24).

Si on appelle k_1, k_2, k_3 ..., k_{n-1}, $k_n = 1$ les différentes valeurs de la démultiplication pour une boîte à n vitesses (la $n^{\text{ième}}$ étant la prise directe), on aura les relations suivantes :

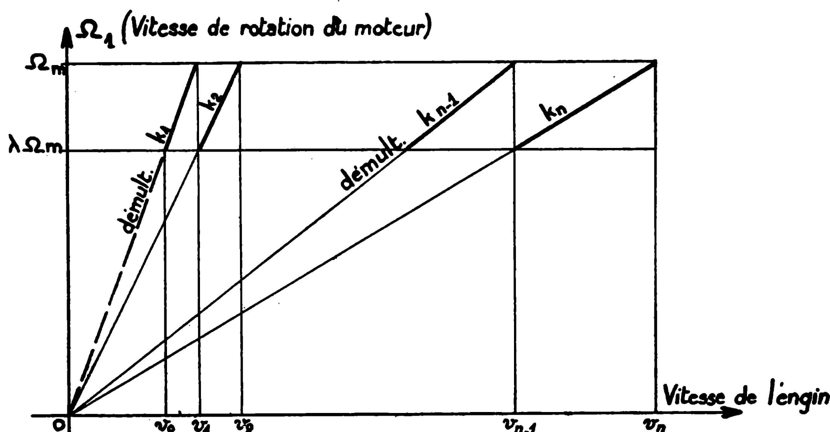


Fig. 185. — Relation entre la vitesse du moteur et celle de l'engin (boîte de vitesses à étagement normal). Si le moteur fonctionne à couple constant, cette courbe représente aussi la puissance utilisable en fonction de la vitesse.

— en fin d'embrayage, la vitesse atteinte v_0 en 1re vitesse correspond au régime minimum $\lambda\ \Omega_m$ du moteur (*fig. 185*). La démultiplication totale est alors le produit $k_1\ k'$ de la démultiplication de la boîte par celle du reste de la transmission :

$$v_0 = \underbrace{\rho}_{\text{rayon de la roue}} \times \underbrace{k_1\ k'}_{\text{démultiplication totale}} \times \underbrace{\lambda\ \Omega_m}_{\text{vitesse minimum du moteur}}$$

— le moteur tourne de plus en plus vite et atteint sa vitesse maximum; l'engin roule alors à la vitesse v_1 :

$$v_1 = \rho\, k_1\, k'\, \Omega_m$$

et l'on passe en 2[e] vitesse; le moteur revient à son régime minimum; l'allure de l'engin étant restée la même, on doit avoir :

$$v_1 = \rho\, k_2\, k'\, \lambda\, \Omega_m ;$$

en comparant ces deux relations, on tire :

$$k_2 \lambda = k_1 \text{ ou } \frac{k_1}{k_2} = \lambda \qquad (1)$$

— en passant de 2[e] en 3[e], on aura de même :

$$k_3 \lambda = k_2 \text{ ou } \frac{k_2}{k_3} = \lambda \qquad (2)$$

et ainsi de suite jusqu'au passage de la vitesse $n - 1$ à la $n^{\text{ième}}$:

$$\frac{k_{n-1}}{k_n} = \lambda \text{ avec } k_n = 1 \qquad (n - 1)$$

et, par ailleurs, nous avons vu qu'en prise directe nous obtenions la valeur de k' corespondant à la vitesse maximum v de l'engin :

$$k' = \frac{v}{\rho\, \Omega_m}.$$

On utilise aussi assez souvent le rapport :

$$\lambda' = \frac{k_2}{k_1} = \frac{k_3}{k_2} = \ldots \frac{k_n}{k_{n-1}} = \frac{1}{\lambda}$$

que l'on appelle *raison* de la boîte de vitesses.

En multipliant entre elles les relations (1), (2) ... $(n - 1)$, il vient :

$$\frac{k_1}{k_2} \times \frac{k_2}{k_3} \times \ldots \frac{k_{n-1}}{k_n} = \lambda^{n-1}$$

$$\text{ou : } \frac{k_1}{k_n} = \lambda^{n-1}$$

$$\text{or : } k_n = 1, \text{ d'où : } k_1 = \lambda^{n-1}$$

et, par suite : $k_2 = \frac{k_1}{\lambda} = \lambda^{n-2}$, $k_3 = \lambda^{n-3} \ldots$, $k_{n-1} = \lambda$.

A titre d'exemple, si nous reprenons un moteur à 1 500 tours, fonctionnant entre 1 000 et 1 500, on aura :

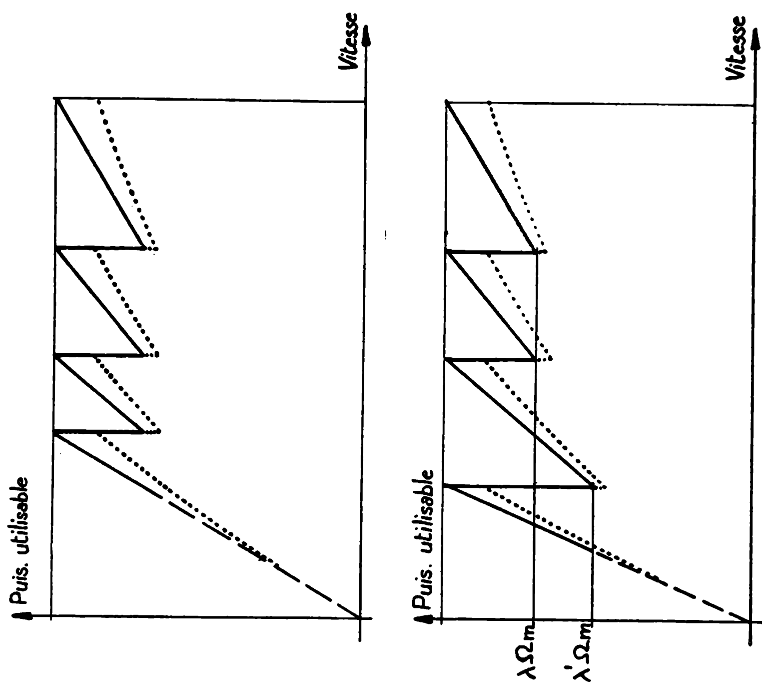


Fig. 186. — Boîte de vitesses à étagement normal. — Boîte de vitesses avec première très démultipliée.

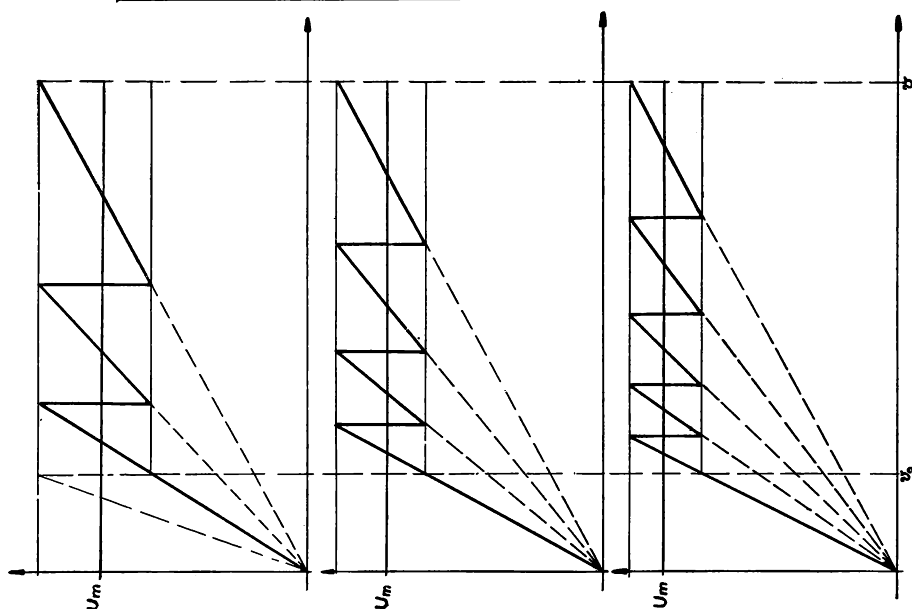


Fig. 187. — Comparaison des courbes théoriques de puissance (courbes A) et des coefficients d'utilisation théoriques pour des boîtes à 3, 4 et 5 rapports ayant mêmes vitesses limites v_0 et v $\left(\frac{v_0}{v} = \frac{1}{5}\right)$

$$\lambda = \frac{1\ 000}{1\ 500} = \frac{2}{3}$$

$$k_{n-1} = \frac{2}{3} = 0{,}66$$

$$k_{n-2} = \left(\frac{2}{3}\right)^2 = 0{,}44$$

$$k_{n-3} = \left(\frac{2}{3}\right)^3 = 0{,}296$$

$$k_{n-4} = \left(\frac{2}{3}\right)^4 = 0{,}197$$

pour une boîte à cinq vitesses. Si la vitesse maximum est 120 km/h, la vitesse en fin d'embrayage s'obtiendra en comparant les relations :

$$v_0 = \rho\ k_1\ k'\ \Omega_m$$

$$v = \rho\ k'\ \Omega_m$$

$$v_0 = v \times k_1 \times \lambda = v\ \lambda^{n-1}\ \lambda = v\ \lambda^n \qquad [1]$$

$$v_0 = 120 \times \left(\frac{2}{3}\right)^5 = 15{,}8 \text{ km/h.}$$

On voit immédiatement que l'application de cette règle conduit à une vitesse v_0 trop élevée, surtout pour les boîtes à trois ou quatre vitesses, car le fonctionnement de l'embrayage pendant une durée trop longue entraîne des échauffements anormaux.

On évite cet inconvénient :

a) en admettant qu'à faible vitesse le moteur fonctionne à un régime moindre;

b) en donnant à la démultiplication de première vitesse une valeur plus petite que celle obtenue par l'application brutale de la règle :

$$k_1 = \lambda^{n-1}.$$

Ceci se fait au détriment du coefficient d'utilisation de la transmission en deuxième vitesse (la figure *186* représente les caractéristiques de deux boîtes à quatre vitesses de même raison théorique λ, mais dont la seconde comporte une première vitesse très démultipliée : en 1re et en 2e, le moteur tourne entre $\lambda'\ \Omega_m$ et Ω_m, et $\lambda' < \lambda$).

Pour obtenir une vitesse v_0 faible sans utiliser ces artifices, on est conduit à choisir une boîte comportant un grand nombre de démultiplications. On augmente par là-même le coefficient d'utilisation de la transmission et la courbe effort/vitesse se rapproche de l'hyperbole théorique, de même que la courbe d'aptitude en côte (*fig. 187*).

Cet avantage est à mettre en balance avec les inconvénients dus au plus grand nombre de pièces, couples d'engrenages, crabots, embrayages, etc., et à l'entretien plus coûteux des boîtes compliquées.

Par ailleurs, si ces boîtes comportent tous leurs trains d'engrenages en prise, le rendement en est affecté.

1. Inversement, on peut se fixer v_0 et v, et calculer λ et n en fonction l'un de l'autre.

2.2. BOITES DE VITESSES A BALADEURS

2.2.1. Boîtes à baladeur unique.

L'arbre primaire et l'arbre secondaire sont parallèles. Chacun d'eux porte un nombre d'engrenages droits, égal au nombre de démultiplications, ces 2 n engrenages étant disposés pour pouvoir engrener deux à deux en constituant n couples.

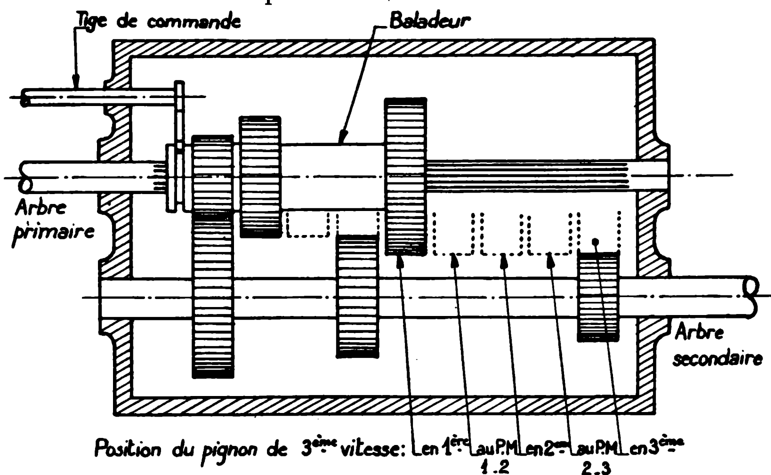


Fig. 188. — Boîte de vitesses à baladeur unique.

Sur l'un des arbres, ils sont fixés de façon invariable, alors que, sur l'autre (en général, le primaire), ils sont solidaires d'un manchon, susceptible de coulisser sur des cannelures portées par l'arbre, et appelé *baladeur*.

Leur dimension croît d'une extrémité à l'autre sur l'arbre primaire et en sens inverse sur l'arbre secondaire. Généralement, tous ont même module et même épaisseur.

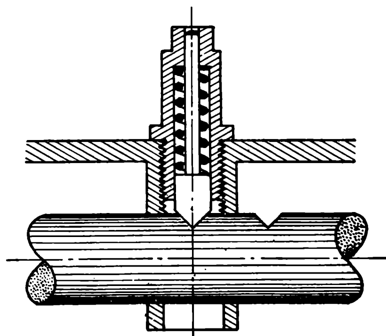


Fig. 190. — Verrouillage par bonhomme d'arrêt.

Le baladeur est commandé par une fourchette entraînée par un coulisseau et embrassant le baladeur dans une rainure circulaire (*fig. 188*).

On voit aisément, sur le cas particulier de la boîte à trois vitesses, que si e est l'épaisseur d'un des pignons, la longueur totale de la boîte est au moins $n^2\ e$ ($3^2\ e = 9\ e$ dans ce cas), augmentée des jeux nécessaires. Elle est donc très encombrante, lourde et, de plus, bruyante, du fait des vibrations dues à la longueur des arbres.

2.2.2. Boîtes à baladeurs multiples.

Pour diminuer la longueur de la boîte, on peut désolidariser les engrenages mobiles et munir chacun d'eux d'une fourchette de commande. Chaque vitesse ne demande alors qu'un espace égal à deux fois l'épaisseur *e* du pignon, plus les jeux. L'ensemble de la boîte nécessite une longueur égale à $2\,n\,e$, au lieu de $n^2\,e$ dans le cas précédent (*fig.189*).

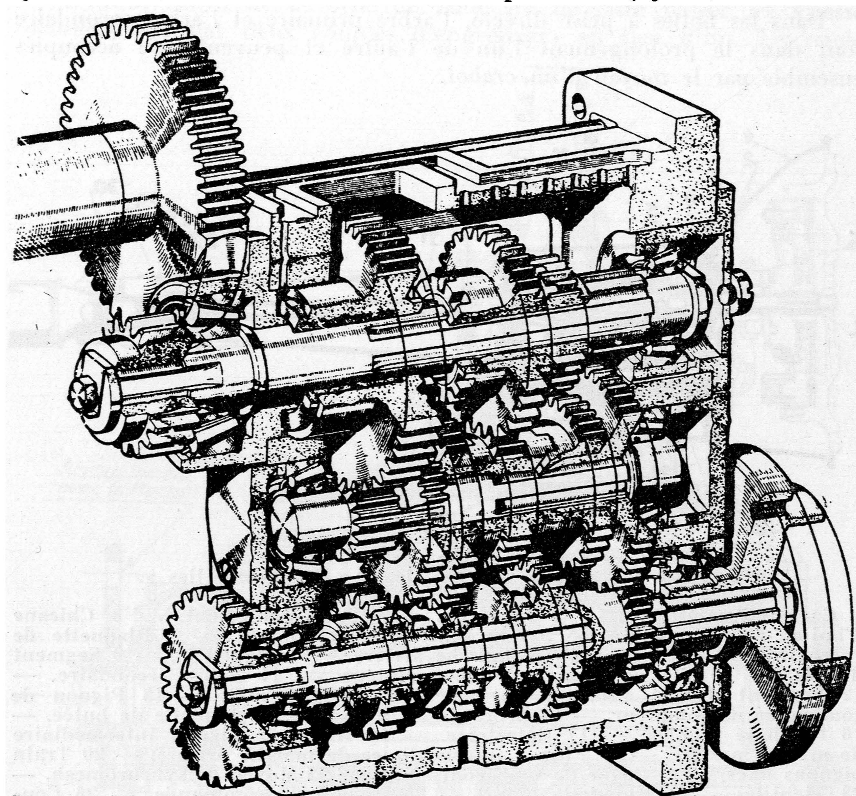


Fig. 189. — Boîte à 12 vitesses « Renard » pour commande de broche. La série « Renard », très utilisée en mécanique, est constituée par une suite de valeurs dont la raison théorique est :

$$\lambda = \sqrt[10]{10} = 1,2589.$$

En pratique, on utilise les valeurs normalisées suivantes : 1 — 1,25 — 1,6 — 2 — 2,5 — 3,2 — 4 — 5 — 6,4 — 8 — 10 — 12,5.

Néanmoins, ce type de boîte est plus compliqué. Il nécessite la commande de plusieurs coulisseaux, en général au moyen d'un levier à rotule, et le verrouillage en position de tous les baladeurs pour éviter l'interférence des autres couples d'engrenages. Ce verrouillage s'effectue à l'aide d'un rouleau, d'une bille ou d'un *bonhomme d'arrêt* poussé par un ressort (*fig. 190*)

2.2.3. Boîtes à prise directe.

L'inconvénient des boîtes à baladeurs décrites précédemment est la présence, quelle que soit la démultiplication, d'un couple d'engrenages dans la transmission. Ceci se traduit par une perte de rendement et une boîte bruyante, quelle que soit la vitesse.

Dans les boîtes à prise directe, l'arbre primaire et l'arbre secondaire sont dans le prolongement l'un de l'autre et peuvent être accouplés ensemble par le moyen d'un *crabot*.

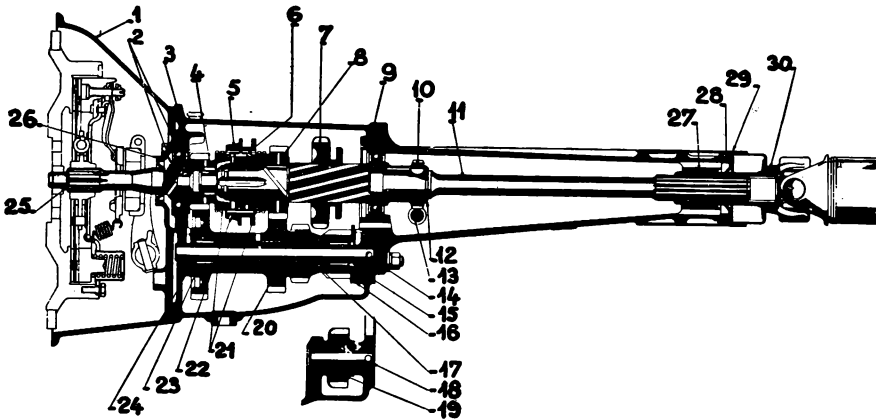


Fig. 191. — Boîte de vitesses de la « Ford-Versailles ».

1 Carter d'embrayage. — 2 Segments d'arrêt de roulement. — 3 Chicane d'huile. — 4 Rouleaux. — 5 Couronne de synchromesh. — 6 Plaquette de verrouillage. — 7 Pignon 1re et marche arrière. — 8 Pignon 2e. — 9 Segment d'arrêt. — 10 Vis de commande de compteur. — 11 Arbre secondaire. — 12 Segment d'arrêt assurant un jeu maxi de 0,10 mm. — 13 Pignon de commande de compteur. — 14 Arbre de train fixe. — 15 Rondelle de butée. — 16 Rondelle régulée. — 17 Entretoise. — 18 Arbre de pignon intermédiaire de marche arrière. — 19 Pignon intermédiaire de marche arrière. — 20 Train pignons fixes. — 21 Bague de synchronisation. — 22 Moyeu de synchromesh. — 23 Aiguilles. — 24 Rondelle butée. — 25 Pignon de commande. — 26 Couvercle de roulement de pignon de commande. — 27 Bague régulée. — 28 Arrêt d'huile. — 29 Tube protecteur. — 30 Manchon coulissant.

Pour obtenir les démultiplications différentes de l'unité, on introduit un arbre intermédiaire parallèle aux deux autres. Cet arbre reçoit son mouvement du primaire par un couple de pignons toujours en prise, dit *couple constant*. Il comporte $n - 1$ pignons à baladeur unique ou multiple susceptibles d'entraîner les $n - 1$ engrenages correspondants du secondaire. Les baladeurs peuvent également être montés sur l'arbre secondaire, les pignons montés sur l'arbre intermédiaire étant fixes (*fig. 191*).

A titre d'exemple, la boîte Hispano-Suiza des Michelines 56 places de la S. N. C. F. comporte quatre vitesses :

— 1re et 2e vitesses à baladeurs indépendants sur l'arbre secondaire;

— 3e vitesse par pignon monté fou sur le secondaire, toujours en prise avec l'engrenage de l'arbre intermédiaire, et susceptible d'être rendu solidaire de l'arbre secondaire par un crabot;

— ce même crabot, dans une position opposée, rend solidaires l'arbre primaire et l'arbre secondaire, réalisant ainsi la 4e vitesse en prise directe (*fig. 192*).

L'inconvénient de ce type de boîte est de faire passer les vitesses démultipliées par deux couples d'engrenages au lieu d'un. Le rende-

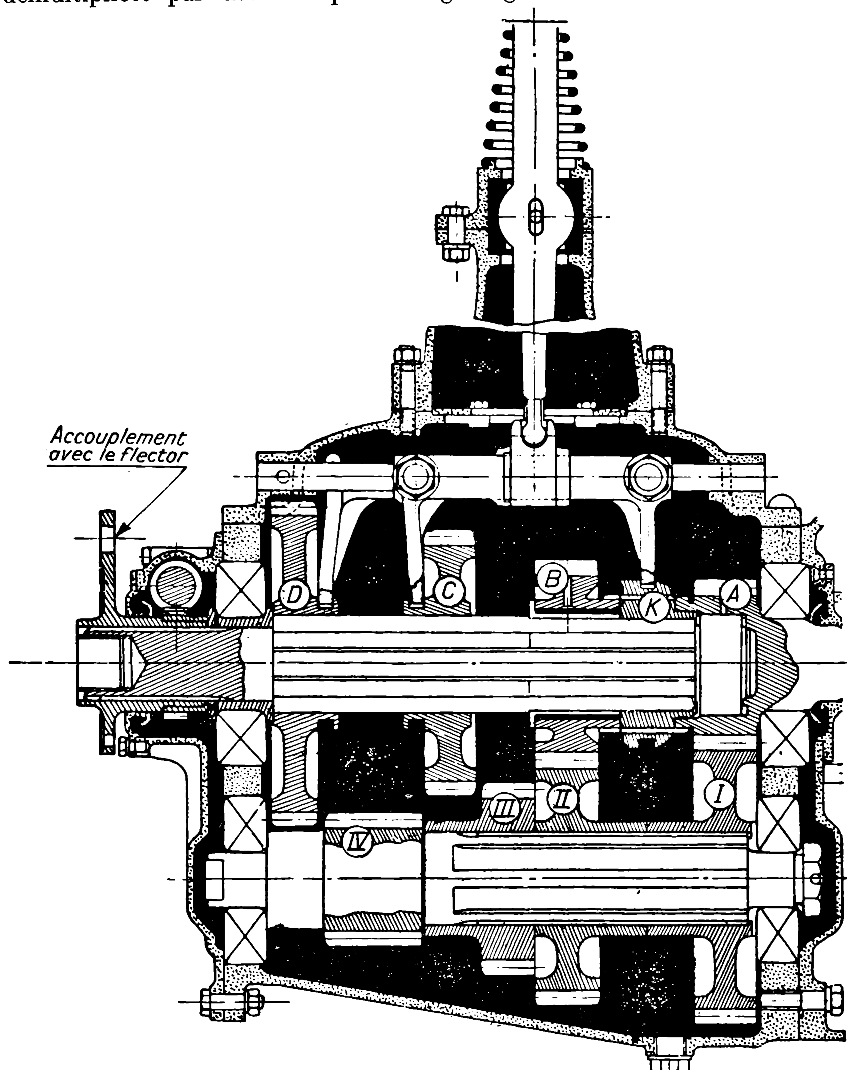


Fig. 192. — Boîte « Hispano-Suiza » à 4 vitesses (Michelines 56 places) : première vitesse : A-I et IV-D; deuxième vitesse : A-I et III-C; troisième vitesse : A-I et II-B, K à gauche; quatrième vitesse : prise directe, K à droite.

ment et le silence sont satisfaisants en prise, mais plus mauvais aux autres rapports. Toutefois, l'utilisation de deux couples successifs permet d'obtenir des démultiplications importantes avec des dimensions plus faibles.

2.2.4. Manœuvre du changement de vitesse (traction).

Dans les boîtes à baladeurs ou à crabots, le passage d'un rapport de démultiplication à un autre nécessite l'interruption de l'effort moteur et la séparation momentanée, grâce à l'embrayage, du moteur et de la boîte.

L'opération qui consiste à séparer deux engrenages en prise, tournant à des vitesses déterminées, et à en faire engrener deux autres, tournant à des vitesses égales, mais de rayons différents, n'est pas simple.

Pour qu'elle s'effectue convenablement, il faut que ces deux derniers possèdent les mêmes vitesses tangentielles au moment où ils vont s'enclencher. Or, la vitesse de l'arbre secondaire est fixée par celle du véhicule, alors que l'on peut agir sur celle du primaire par l'intermédiaire du moteur et de l'embrayage.

Etudions le passage des vitesses dans le cas simple d'une boîte à baladeur, entre la 1re et la 2e vitesse et inversement.

2.2.4.1. Cas des vitesses montantes (*fig. 193*). — La vitesse du moteur Ω_1 étant parvenue sensiblement à son maximum Ω_m, le conducteur effectue une première opération qui consiste, après avoir réduit l'admission pour éviter l'emballement du moteur, à débrayer et à passer son baladeur au point mort entre la 1re et la 2e vitesse.

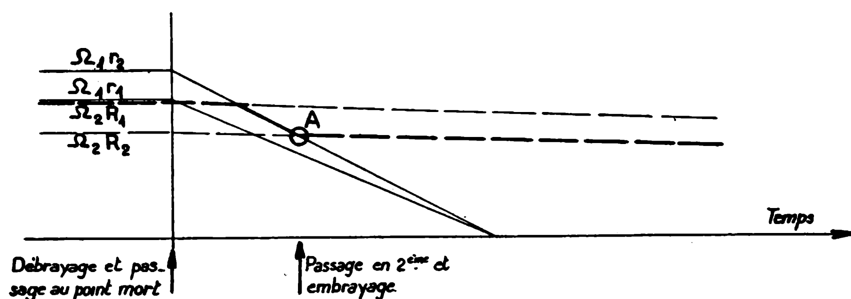


FIG. 193. — Passage de première en deuxième avec simple débrayage.

Appelons r_1 et r_2 les rayons des pignons primaires de 1re et 2e vitesses, R_1 et R_2 les rayons des pignons secondaires de 1re et 2e vitesses.

A l'instant précédant le débrayage, les deux pignons de 1re sont en prise et, par conséquent, leur vitesse tangentielle est la même :

$$\Omega_1 \, r_1 = \Omega_2 \, R_1.$$

Après le débrayage et le passage au point mort 1/2, l'arbre primaire devient indépendant à la fois du moteur et du véhicule. Comme il a

une faible inertie, sa vitesse de rotation diminue rapidement et, par suite, il en est de même pour les vitesses tangentielles $\Omega_1 r_1$ et $\Omega_1 r_2$ des pignons primaires qu'il entraîne (en traits pleins).

La vitesse du secondaire à cet instant est Ω_2. Par suite de l'inertie considérable du véhicule dont il est toujours solidaire, cette vitesse varie peu après le débrayage. Si l'on est en palier, elle aura très légèrement tendance à diminuer par suite de la résistance des véhicules à l'avancement, et, de même, $\Omega_2 R_1$ et $\Omega_2 R_2$, vitesses tangentielles des pignons solidaires du secondaire (en tirets).

N'oublions pas, par ailleurs, qu'étant donné l'échelonnement des vitesses, nous avons :

$$r_1 < r_2$$
$$R_1 > R_2.$$

L'embrayage doit se produire au moment où les vitesses tangentielles des deux pignons de 2e sont égales, soit :

$$\Omega_1 r_2 = \Omega_2 R_2.$$

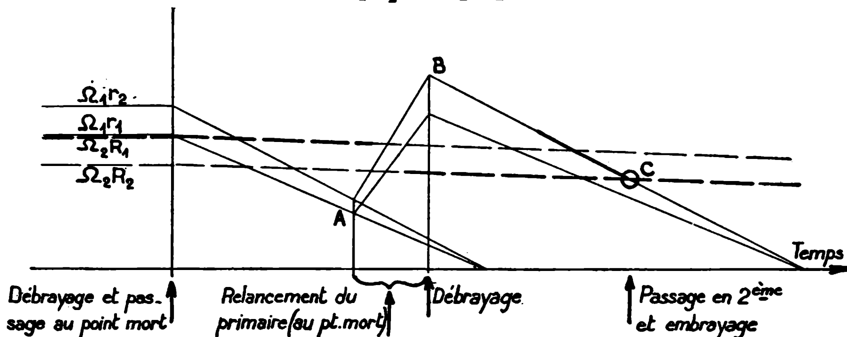


FIG. 194. — Passage de première en deuxième avec double débrayage.

Nous voyons sur la figure que ceci se produit à un instant bien déterminé : les deux courbes $\Omega_1 r_2$ et $\Omega_2 R_2$ se coupent en A. Donc, si le conducteur connaît bien sa boîte et passe du point mort en 2e au bon moment, la prise se fera sans difficulté.

Si l'inertie du primaire est très faible, ou si le conducteur passe sa vitesse trop tard (A), le primaire ne tourne plus assez vite et il faut le relancer (AB) en embrayant légèrement *au point mort* (*fig 194*). Cette opération s'appelle *double débrayage*.

2.2.4.2. Cas des vitesses descendantes. — Dans ce cas, on voit immédiatement, par l'observation de la figure *195*, qu'il n'est pas possible de passer de 2e en 1re, par exemple, par simple débrayage.

En effet, cette opération s'effectue au moment où la vitesse du moteur est voisine du régime minimum; au débrayage, la vitesse du primaire diminue encore, alors qu'après passage à une démultiplication plus faible le moteur, et, par conséquent, le primaire, tourneront au voisinage du régime maximum. Il est donc absolument nécessaire de relancer le

primaire, ce qui s'obtient en embrayant après passage au point mort et en accélérant le moteur.

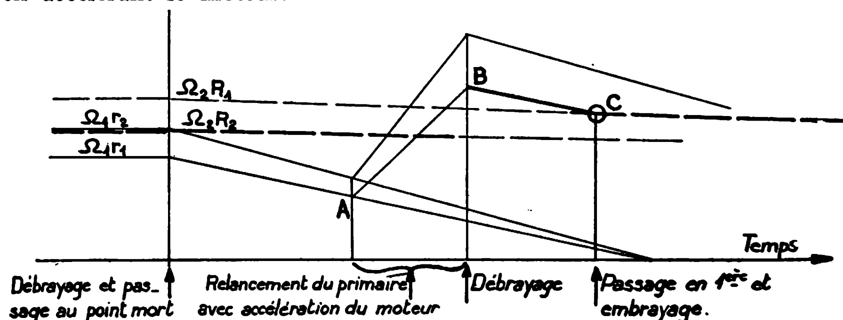


FIG. 195. — Passage de deuxième en première vitesse avec double débrayage.

Après un nouveau débrayage, on se retrouve dans les mêmes conditions qu'en passant des vitesses montantes. L'embrayage peut s'effectuer en C.

2.3. BOITES A ENGRENAGES TOUJOURS EN PRISE. BOITES SYNCHRONISEES

Les boîtes à baladeurs nécessitent une grande habileté de la part des conducteurs pour le passage des vitesses. Dès que la puissance transmise devient importante, cette opération doit toujours se faire avec double débrayage, quel que soit le sens de passage.

Malgré cet artifice, elle reste encore délicate, car les dents des pignons devant, pour des raisons de longévité et de silence de fonctionnement, conserver entre elles des jeux très faibles. Il est nécessaire d'obtenir des vitesses tangentielles très sensiblement égales au moment de l'enclenchement.

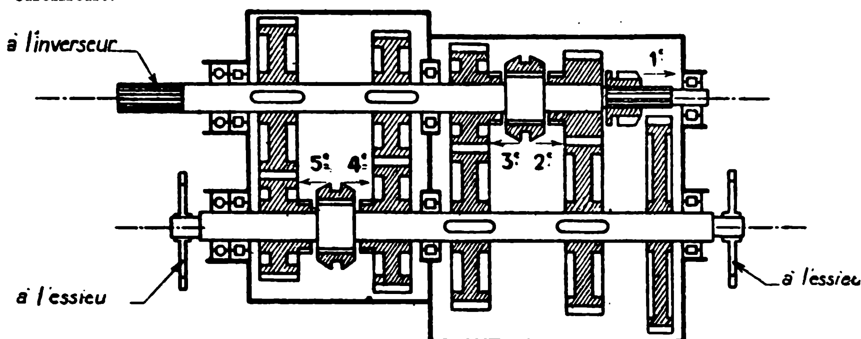


FIG. 196. — Boîte de vitesses « Minerva ». Schéma.

Si cette condition est mal respectée, il se produit des chocs entre les dentures et celles-ci se détériorent rapidement.

Une première solution consiste à utiliser des boîtes dont les pignons sont toujours en prise, ceux de l'un des arbres étant montés fous, mais

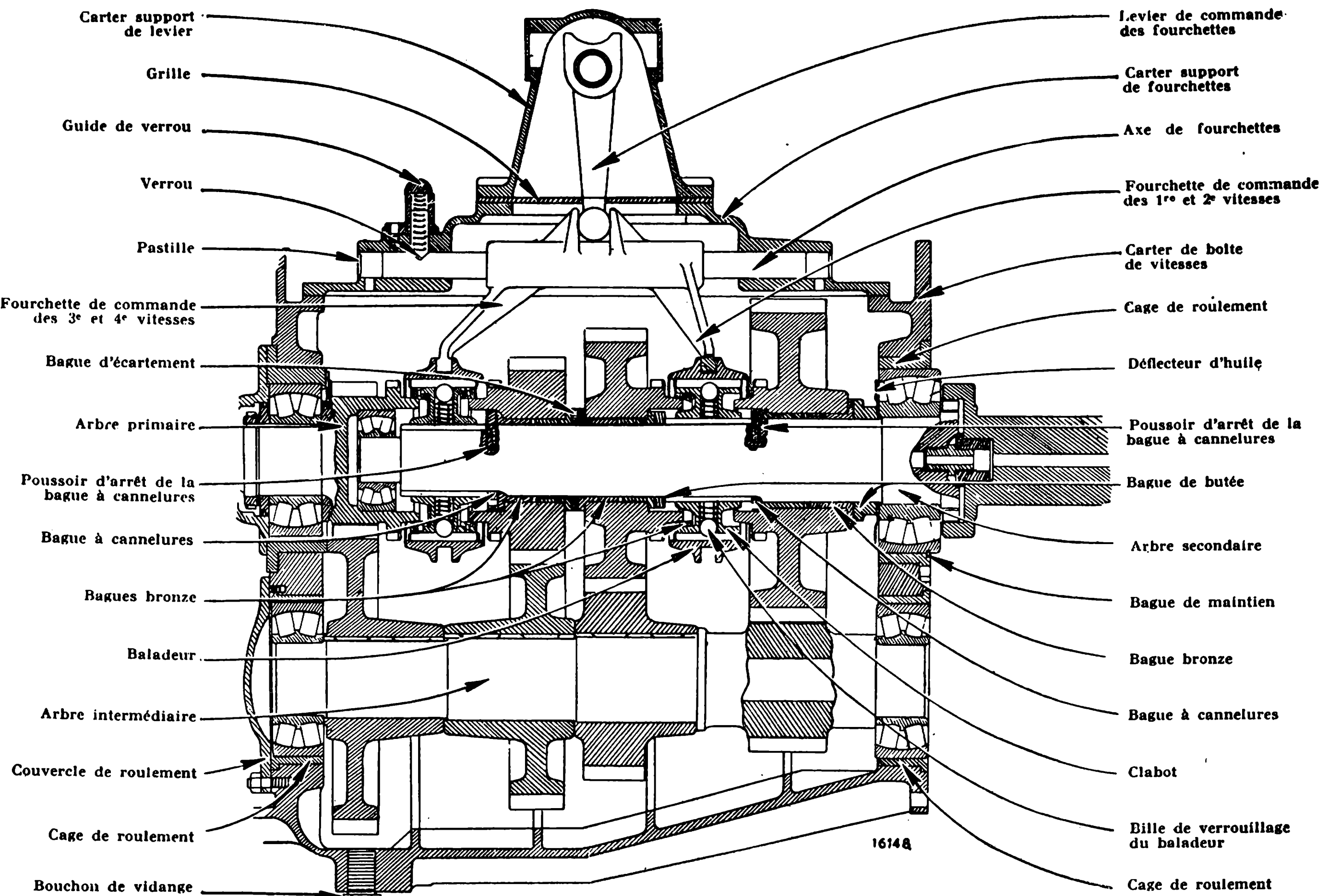


FIG. 197. — Boîte de vitesses « Renault ».

susceptibles d'être rendus solidaires de leur arbre par des crabots munis de cannelures.

Les dentures de crabotage peuvent être évasées pour faciliter l'opération. D'autre part, si leurs extrémités se détériorent légèrement à cause des chocs, c'est sans importance, du fait qu'après engrènement complet les dents du crabotage portent entre elles sur des faces intactes et restent fixes les unes par rapport aux autres (boîte Minerva, boîte Soden, *fig. 196*).

En somme, cette solution fait la part du feu, mais elle n'est pas parfaite. On n'obtient le résultat cherché qu'avec des boîtes synchronisées. Elles sont à engrenages toujours en prise et comportent des dispositifs spéciaux, souvent appelés *synchromesh* (terme utilisé à leur invention en Amérique).

Ces dispositifs permettent, pendant l'opération de passage d'une vitesse à l'autre, et avant l'enclenchement rigide par les dents du crabotage, de rendre la vitesse de l'arbre libre égale à celle qu'il aura après enclenchement. Citons, à titre d'exemple, la boîte Renault, qui équipe tous les autorails « Renault » et la plupart des autorails unifiés de la S. N. C. F., et la boîte Mylius (autorails « de Dietrich »).

2.3.1. Boîte de vitesses RENAULT.

C'est une boîte à quatre vitesses, dont une prise directe en 4e, avec arbre intermédiaire et engrenages toujours en prise. La 2e, la 3e et la 4e vitesses sont synchronisées. La synchronisation s'effectue à l'aide de crabots baladeurs synchroniseurs.

Les pignons du secondaire sont montés fous sur des bagues en bronze et ils sont rendus solidaires de l'arbre par les crabots (*fig. 197* et *198*).

Chaque crabot, commandé par une fourchette embrassant une rainure circulaire, est constitué par deux manchons cylindriques susceptibles de coulisser longitudinalement l'un sur l'autre grâce à des cannelures. Le manchon intérieur est lui-même cannelé sur l'arbre secondaire.

Une bille poussée par un ressort tend à maintenir ensemble les deux manchons dans une position moyenne, et n'échappe que si l'on exerce un effort de déplacement suffisant sur le crabot.

Chaque pignon à synchroniser comporte une portée tronconique sur laquelle peut venir frotter une garniture également tronconique du manchon intérieur du crabot synchroniseur : l'ensemble constitue une sorte de petit embrayage.

Au moment du passage des vitesses, les deux manchons du baladeur, solidarisés par la bille, se déplacent ensemble. La garniture du synchroniseur vient en friction sur la portée de l'engrenage jusqu'au moment où les vitesses de l'arbre et de l'engrenage s'égalisent. Ceci est possible : l'arbre primaire est séparé du moteur par débrayage et, par conséquent, l'arbre intermédiaire est libre.

A ce moment, on continue à pousser sur le baladeur par la fourchette et l'effort devient suffisant pour que la bille entre dans son logement. Les

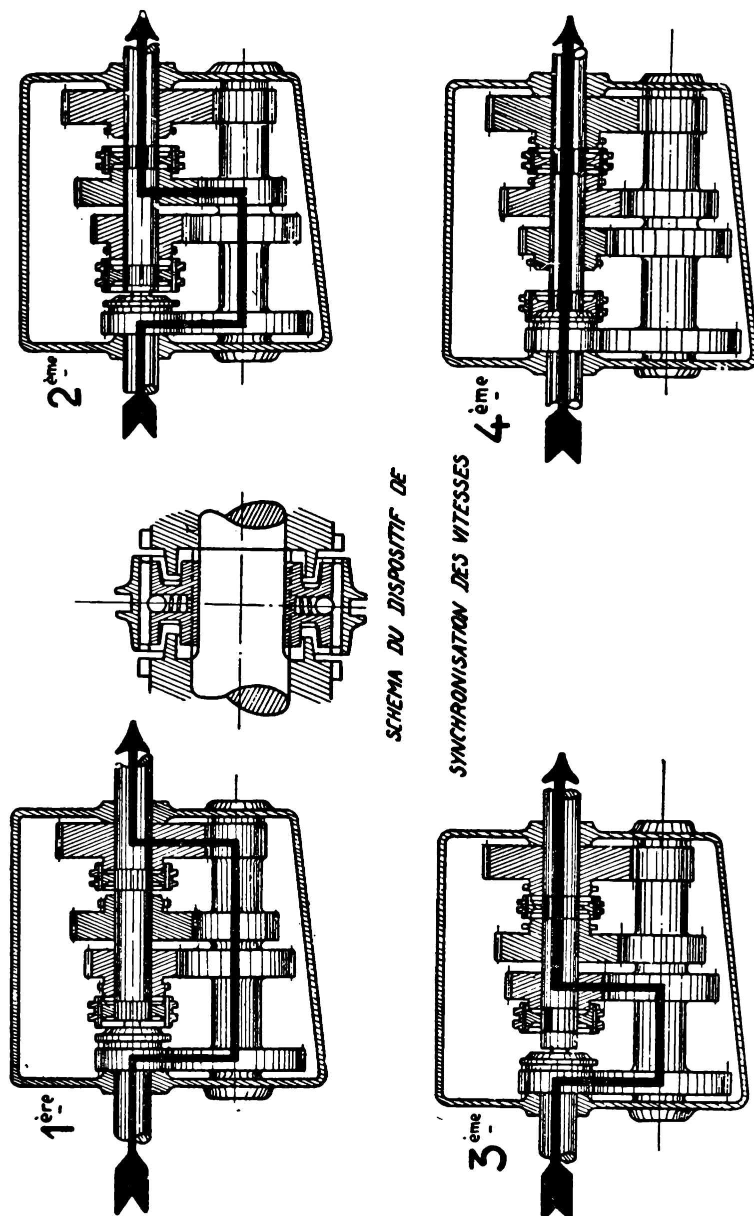


FIG. 198. — Fonctionnement de la boîte « Renault ».

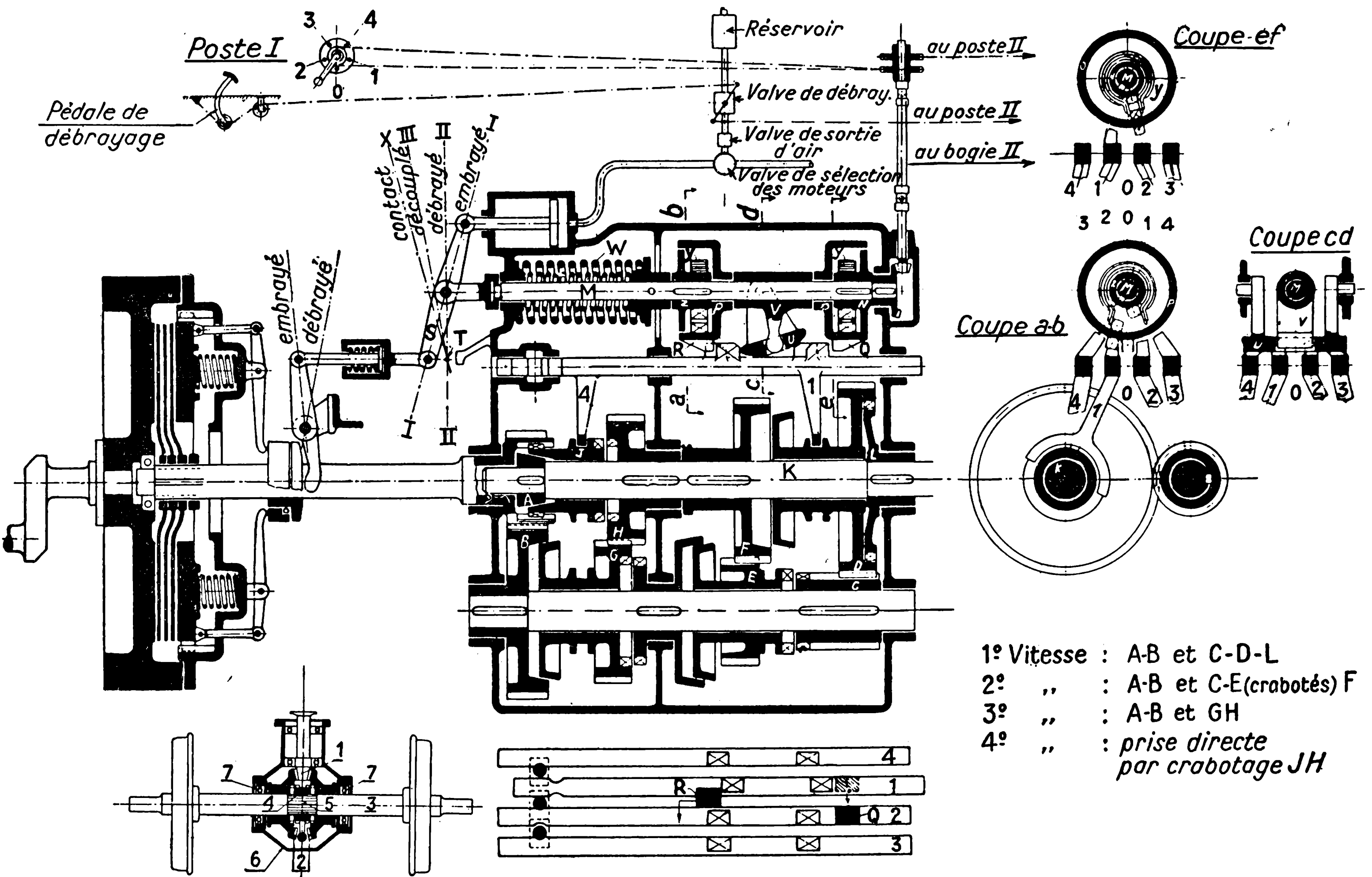


FIG. 199. — Boîte « Mylius » à 4 vitesses synchronisées à engrenages toujours en prise.

dents du crabotage viennent alors en prise, ce qui est facilité par l'égalité des vitesses du pignon et du crabot.

La commande des coulisseaux portant les fourchettes peut se faire soit par levier, soit par servo-moteur à air comprimé. Dans ce cas, la commande comporte quatre positions pour chaque vitesse : débrayage, point mort, synchronisation, embrayage.

2.3.2. Boîte MYLIUS.

La boîte Mylius est une boîte synchronisée à *présélection* : le conducteur peut, largement à l'avance, préparer la vitesse qu'il va passer, quelle qu'elle soit.

La commande s'effectue par un sélecteur de vitesse. Celui-ci étant mis dans une position déterminée, l'exécution, à deux ou trois secondes d'intervalles, des manœuvres de débrayage et d'embrayage (par pédale ou commande séparée) provoque automatiquement la synchronisation et le passage des vitesses (*fig. 199*).

La boîte comporte trois engrenages baladeurs fous (E, G, K), deux sur l'arbre intermédiaire (2e et 3e vitesses) et un sur l'arbre secondaire (1re vitesse), et un crabot baladeur J de prise directe. Tous ces baladeurs comportent à l'extrémité, côté moteur, un cône de friction, et, à l'autre, des griffes de crabotage.

Chaque déplacement d'un baladeur vers le moteur le fait embrayer par friction avec une pièce clavetée sur l'arbre (pignon ou simple cône de friction), de façon à le faire tourner à la même vitesse que l'arbre; le baladeur est ensuite déplacé vers l'autre extrémité (la droite sur la figure) pour assurer le crabotage.

Les quatre crabots sont commandés par des fourchettes solidaires de quatre tringles parallèles, dont le mouvement est commandé par la pédale d'embrayage. En appuyant sur la pédale, on débraye et, en même temps, on met en contact les cônes d'accouplement des deux engrenages voisins. En lâchant la pédale, on fait enclencher le crabot.

Ceci se produit de la façon suivante :

— Chaque tringle possède deux bossages qui portent contre les doigts R et Q des carters P et O. Les carters P et O oscillent sur leur arbre M. Toutefois, ils ne peuvent pas se déplacer axialement. L'arbre M lui-même se déplace axialement dans le palier du carter de la boîte de vitesses. Ce déplacement axial à gauche se fait à l'aide du levier S et du levier T faisant corps avec le levier de la pédale d'embrayage. Quand on appuie sur cette pédale en la relâchant rapidement, l'arbre M est rappelé à droite par le ressort.

Sur le dessin, tous les organes sont dans la position de première vitesse.

Pour passer en 2e vitesse, comme il est indiqué sur la figure, on met le levier de vitesse en position 2. L'arbre M sur lequel le levier de vitesse est fixé tourne, entraînant le carter Q par l'intermédiaire du moyeu N et du ressort Y, de sorte que le doigt Q passe de la tringle 1 sur la tringle 2 (voir coupe A-B).

Le changement de vitesse s'effectue comme suit :

a) *Débrayage :*

Déplacement I-II de la pédale d'embrayage :

1° Débrayage.

Déplacement II-III de la pédale d'embrayage :

2° Jeu du manchon d'embrayage.

3° Déclenchement de la 1re vitesse par le déplacement de l'arbre M et par le dispositif de mise au point mort V - U (voir description plus loin). A ce point mort, le ressort Y entraîne le carter P et son doigt vers la tringle 2.

Déplacement III-X de la pédale d'embrayage :

4° Jeu du manchon d'embrayage.

5° Le doigt Q rencontre le bossage de la tringle 2, déplace cette tringle et, en même temps, l'engrenage E, vers la gauche (contact des cônes d'enclenchement).

b) *Embrayage :*

Déplacement X-III de la pédale d'embrayage :

1° Jeu du manchon d'embrayage.

2° Déplacement de la tringle et de l'engrenage E vers la droite (par la force du ressort W).

Déplacement III-II de la pédale d'embrayage :

3° Déplacement du manchon d'embrayage.

4° Enclenchement de la 2e vitesse par le ressort W.

Déplacement II-I de la pédale d'embrayage :

5° Embrayage proprement dit.

Le dispositif de mise au point mort V - U (voir élévation et coupe *c - d*) se compose d'un doigt V pouvant tourner sur l'arbre M, mais fixé dans le sens axial, et du balancier U. Le doigt V entre dans l'entaille du balancier U, qui peut osciller dans la direction du déplacement de l'arbre M.

Le balancier U a pour objet de ramener les tringles 1-4 dans la position du point mort, ceci en les attaquant par le bossage. Au moment où les tringles sont dans la position du point mort, le mouvement du balancier n'est pas gêné par les bossages, grâce à leur forme spéciale.

2.4. BOITES A ENGRENAGES TOUJOURS EN PRISE ET A EMBRAYAGES MULTIPLES

La construction des boîtes synchronisées conduit à la recherche de dispositifs de synchromesh assez encombrants et compliqués et, par conséquent, coûteux de construction ou d'entretien.

Certains mécaniciens se sont orientés vers la conception de boîtes comportant un embrayage pour chaque démultiplication, ce qui assure évidemment une synchronisation automatique. Citons la boîte Winterthur et les boîtes à trains épicycloïdaux genre Wilson.

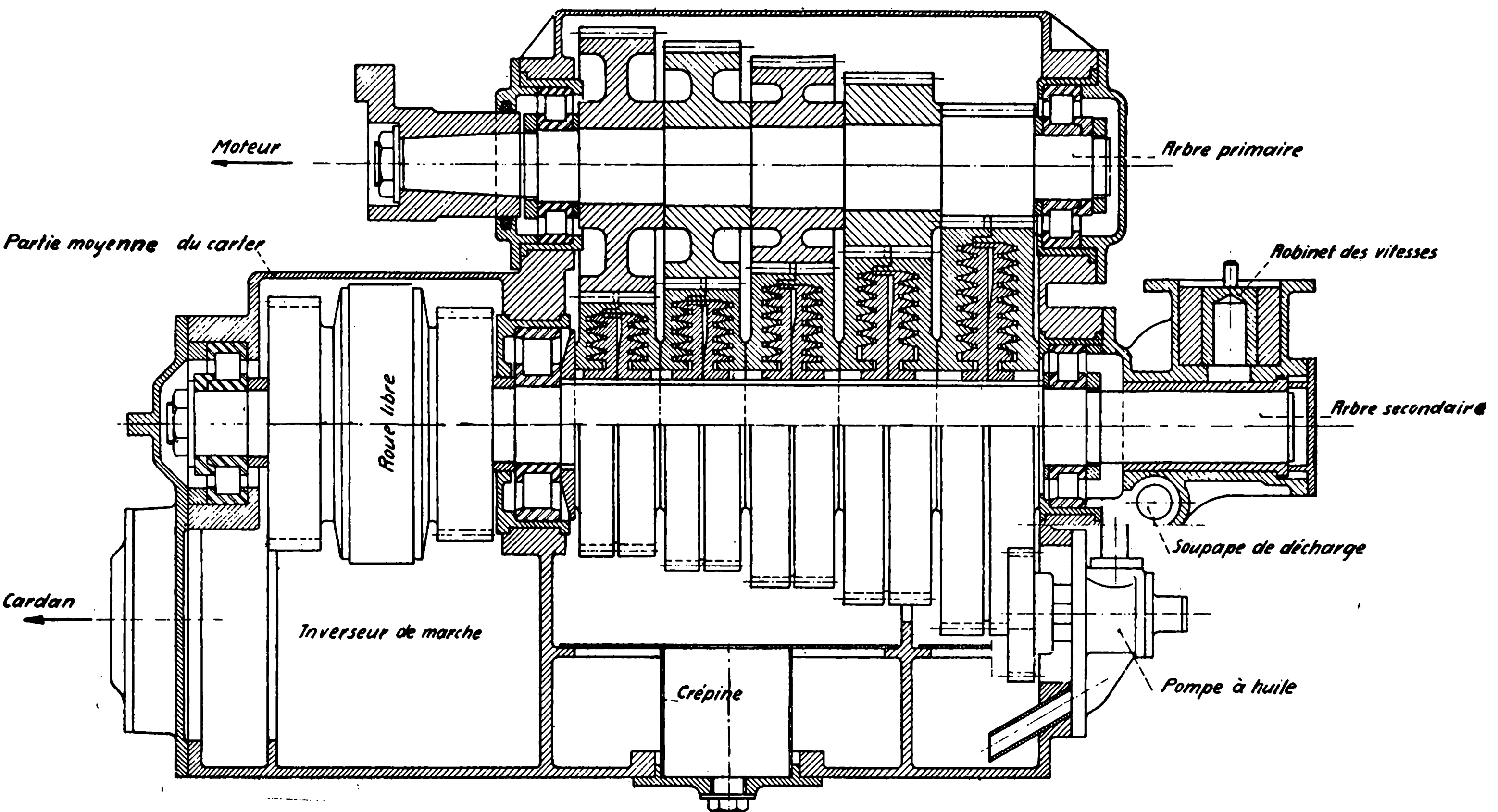


FIG. 200. — Boîte « S.L.M. Winterthur ».

D'autres ont cherché à utiliser des combinaisons de plusieurs embrayages pour réaliser un nombre plus élevé de démultiplications. C'est le cas de la boîte B.D.D. (Brandt-de Dietrich) et des transmissions Cemfar et Cotal à trains épicycloïdaux.

Nous étudierons, dans un paragraphe suivant, les transmissions épicycloïdales qui présentent des caractéristiques particulières.

2.4.1. Boîte S.L.M. WINTERTHUR.

La boîte Winterthur comporte deux arbres, primaire et secondaire, parallèles et portant quatre ou cinq couples d'engrenages toujours en prise.

Les pignons primaires sont solidaires de leur arbre, qui est entraîné *en permanence* par le moteur.

Chaque engrenage secondaire est constitué de deux parties contiguës, montées folles sur deux demi-accouplements entraînant par cannelures l'arbre secondaire. Ces deux demi-accouplements sont à l'intérieur de la cavité constituée par les deux parties de l'engrenage. Les faces en regard de ces dernières et des demi-accouplements comportent des cônes de friction en bronze. On peut envoyer de l'huile sous pression soit dans la chambre formée entre eux par les demi-accouplements (pour réaliser l'embrayage du pignon), soit entre les surfaces de friction (pour faciliter le débrayage) (*fig. 200*).

L'huile est admise à ces chambres par des canaux forés dans l'arbre secondaire. Les pignons des différentes vitesses du secondaire sont ainsi successivement embrayés et débrayés.

L'huile sous pression est fournie par une pompe à gros débit, entraînée par l'arbre primaire, à travers une soupape à pression réglable, et répartie vers les rainures de l'arbre secondaire qui alimentent les canaux par des électro-valves.

Cette boîte comporte, en général, une roue libre, et donne de nombreuses possibilités : réglage de la vitesse d'embrayage par la pression de l'huile, passage doux des vitesses et même freinage de l'engin par inversion du sens de marche avec friction des cônes d'embrayages.

Toutefois, une grande quantité d'énergie est dissipée au démarrage dans les cônes de friction de première vitesse, qui s'usent assez rapidement. On peut y remédier en introduisant un coupleur hydraulique entre le moteur et la boîte (autorail ADN. XA 2105 de la S. N. C. F.).

2.4.2. Boîte B.D.D.

La boîte B.D.D. est une boîte mécanique pourvue de huit vitesses dans les deux sens de marche. Elle est réalisée avec seulement douze pignons (*a* à *m*), qui sont constamment en prise, et deux arbres intermédiaires.

Le passage des huit vitesses est obtenu à l'aide de quatre embrayages (A, B, D et E) commandés pneumatiquement, montés à l'extérieur du carter à des bouts d'arbres libres.

Cette disposition des embrayages a les avantages suivants :

— bonne accessibilité;

— on peut utiliser des embrayages à disques travaillant à sec, donc avec un grand coefficient de frottement;

— les pertes de puissance des embrayages tournant dans l'huile sont complètement évitées;

— commande pneumatique par l'intermédiaire de membranes en caoutchouc;

— refroidissement facile.

Un 5e bout d'arbre extérieur à la boîte supporte une roue libre R_1, qui permet le passage des vitesses 1 à 2, 3 à 4, 5 à 6 et 7 à 8 *sans interruption de l'effort de traction.*

Une 2e roue libre R_2 montée à l'intérieur du pignon *h* transmet la puissance dans les quatre premières vitesses.

Elle tourne libre pour les quatre dernières vitesses, du fait de l'enclenchement de l'embrayage E.

Un coupleur hydraulique placé entre le moteur et la boîte de vitesses permet le glissement nécessaire au démarrage, ce qui réduit le travail des embrayages ne servant donc qu'au passage des vitesses.

Les commandes pneumatiques des embrayages sont alimentées par des électro-valves. Un, deux ou trois des quatre embrayages peuvent être en prise simultanément (*fig. 201*).

L'inversion du sens de marche s'effectue par crabotage avec entraînement du pignon de l'arbre secondaire *m* par l'un ou l'autre des arbres intermédiaires.

Le tableau suivant donne, pour chaque vitesse, les embrayages en prise et les pignons utilisés.

Démultiplication	Embrayages	Chaînes de transmission	
1re vitesse	B	*g h* R_2 *a b* B *d c* R_1	AV *k m* AR *e f l m*
2e —	B + D	*g h* R_2 *a b* B D	AV *f e k m* AR *l m*
3e —	A	*g h* R A R_1	AV *k m* AR *e f l m*
4e —	A + D	*g h* R_2 A *c d* D	AV *f e k m* AR *l m*
5e —	B + E	E *i a b* B *d c* R_1	AV *k m* AR *e f l m*
6e —	B + D + E	E *i a b* B D	AV *f e k m* AR *l m*
7e —	A + E	E *i a* A R_1	AV *k m* AR *f l m*
8e —	A + D + E	E *i a* A *c d* D	AV *f e k m* AR *l m*

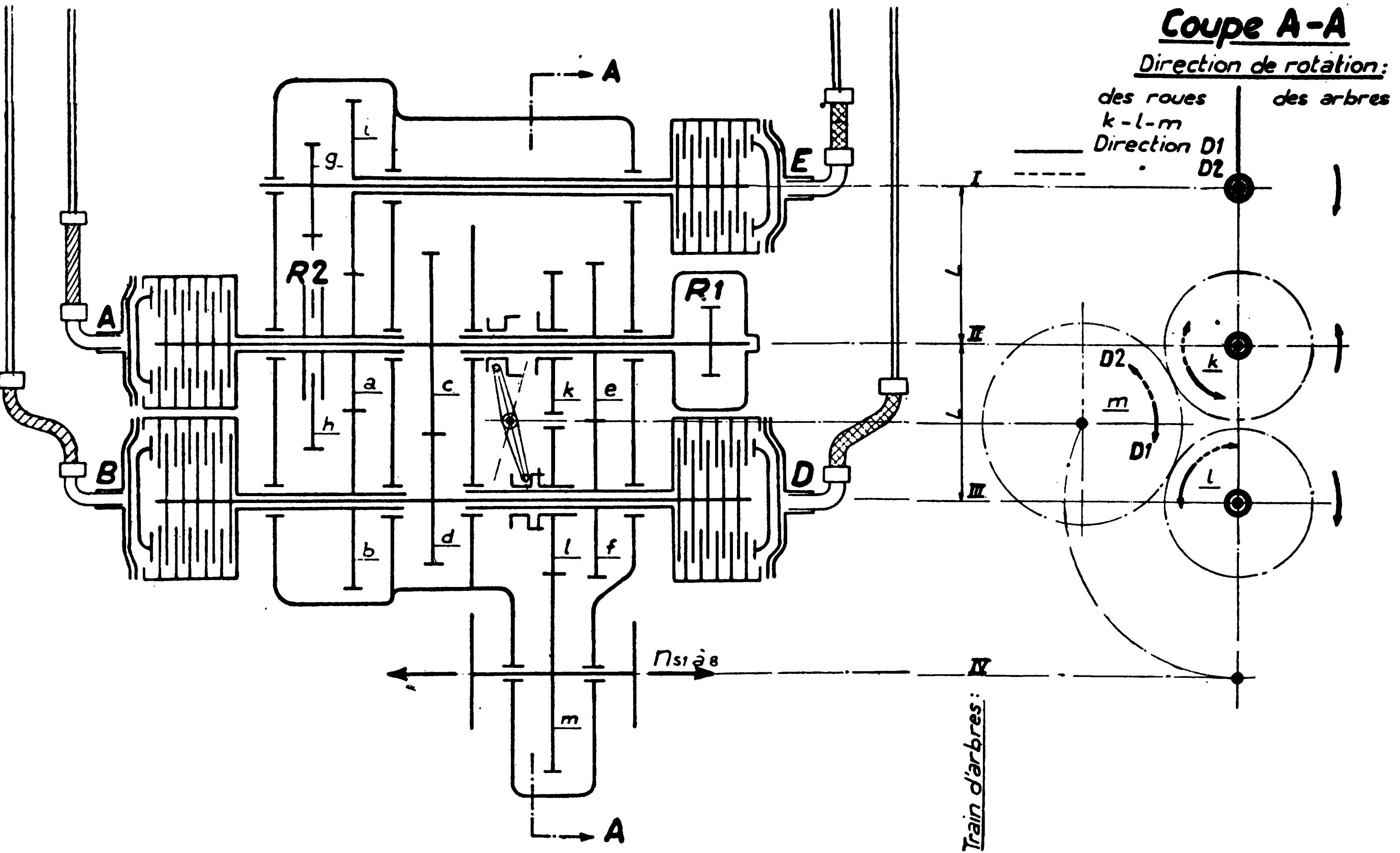


FIG. 201. — Boîte B.D.D. à 8 vitesses (de Diétrich).

Cette boîte comporte, en outre, des verrouillages de sécurité évitant les fausses manœuvres. On peut passer d'une vitesse quelconque à une autre vitesse quelconque. Les roues libres et le coupleur empêchent tout emballement ou calage du moteur.

Les démultiplications sont *normales*, c'est-à-dire proportionnelles aux puissances 1 à 7 d'un même rapport :

$$\lambda = \frac{b}{a} = \frac{i}{a} = \frac{c}{d}.$$

On trouvera sur les figures *202* et *203*, à titre de comparaison, les courbes de vitesse du moteur et d'effort en fonction de la vitesse pour une boîte à quatre vitesses et une boîte à huit vitesses.

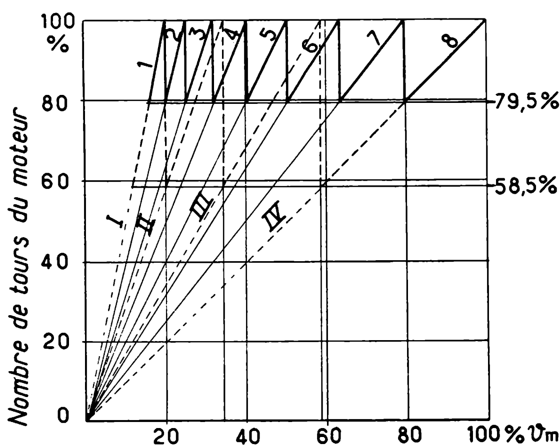


Fig. 202.

Pour les courbes de puissance, il faudrait tenir compte du rendement qui risque, évidemment, d'être plus faible lorsque le nombre de couples d'engrenages utilisés augmente.

2.5. BOITES A TRAINS EPICYCLOIDAUX ET A EMBRAYAGES MULTIPLES

On appelle train d'engrenages épicycloïdal un ensemble constitué par trois ensembles coaxiaux :

— un pignon central, dit pignon soleil ou planétaire;

— deux ou plusieurs pignons de mêmes dimensions appelés satellites, dont les axes sont à égale distance de celui du pignon planétaire; ces

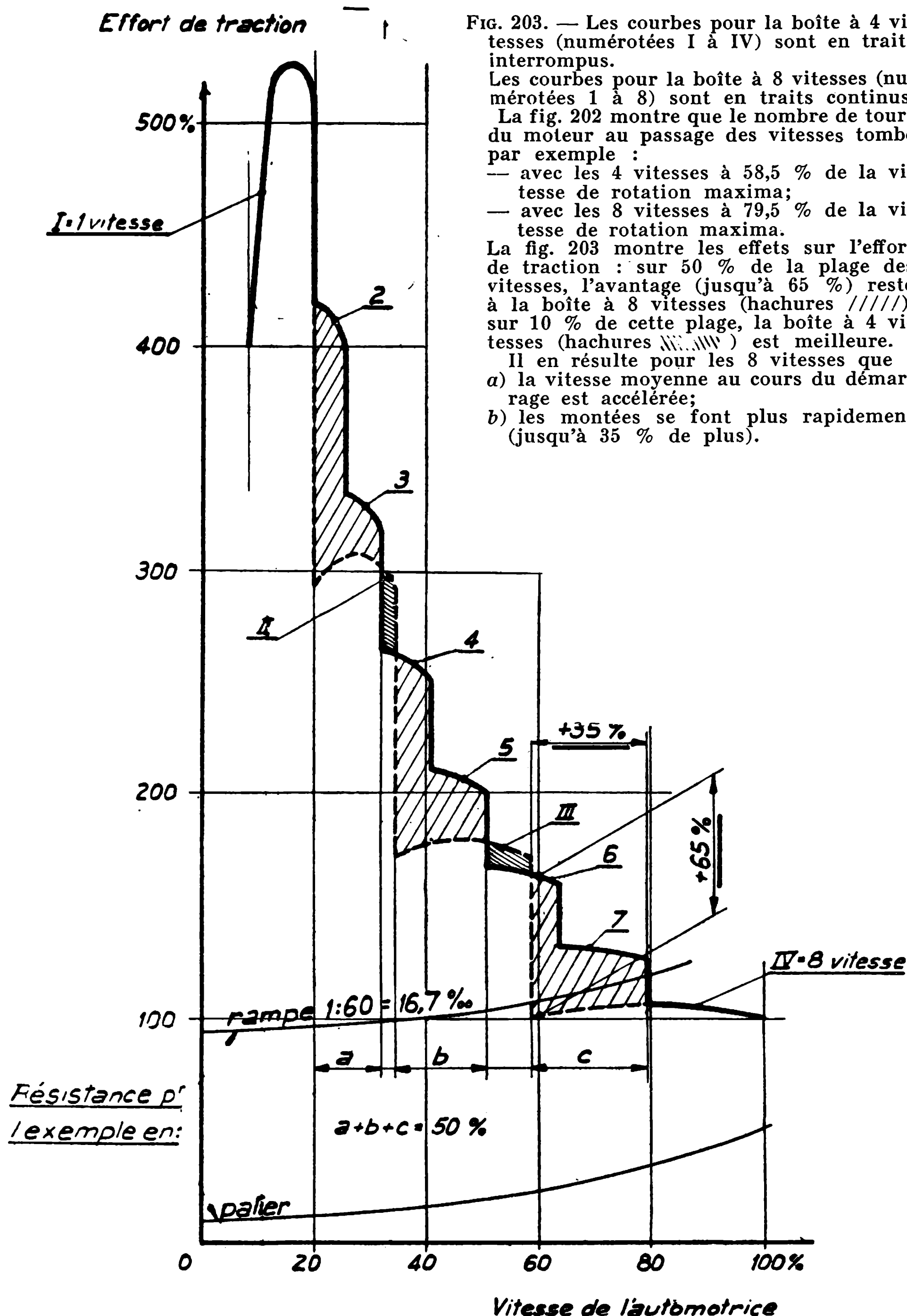


Fig. 203. — Les courbes pour la boîte à 4 vitesses (numérotées I à IV) sont en traits interrompus.
Les courbes pour la boîte à 8 vitesses (numérotées 1 à 8) sont en traits continus.
La fig. 202 montre que le nombre de tours du moteur au passage des vitesses tombe par exemple :
— avec les 4 vitesses à 58,5 % de la vitesse de rotation maxima;
— avec les 8 vitesses à 79,5 % de la vitesse de rotation maxima.
La fig. 203 montre les effets sur l'effort de traction : sur 50 % de la plage des vitesses, l'avantage (jusqu'à 65 %) reste à la boîte à 8 vitesses (hachures /////), sur 10 % de cette plage, la boîte à 4 vitesses (hachures \\\\\\) est meilleure.
Il en résulte pour les 8 vitesses que :
a) la vitesse moyenne au cours du démarrage est accélérée;
b) les montées se font plus rapidement (jusqu'à 35 % de plus).

axes sont portés par un bâti centré appelé porte-satellites; les satellites engrènent, d'une part, avec le planétaire, d'autre part, avec :

— une couronne à denture intérieure centrée sur l'axe du planétaire (*fig. 204*).

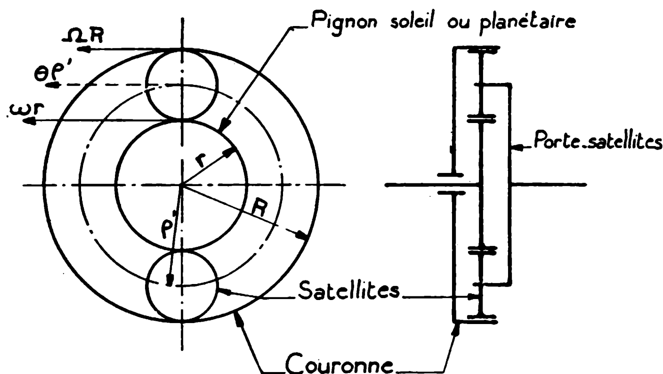


FIG. 204. — Train épicycloïdal.

Si on appelle r le rayon du planétaire, R celui de la couronne, le rayon ρ des satellites est égal à :

$$\rho = \frac{R - r}{2}$$

et le rayon de giration ρ' de l'axe de chaque satellite est :

$$\rho' = \frac{R + r}{2} .$$

Si on appelle de même ω la vitesse angulaire du planétaire, Ω celle de la couronne et θ celle du porte-satellites, on obtient entre ces trois grandeurs une relation en écrivant que la vitesse de l'axe d'un satellite est la demi-somme des vitesses tangentielles du planétaire et de la couronne :

$$\theta \rho' = \frac{\omega r + \Omega R}{2}$$

$$\text{ou : } \theta \frac{R + r}{2} = \frac{\omega r + \Omega R}{2}$$

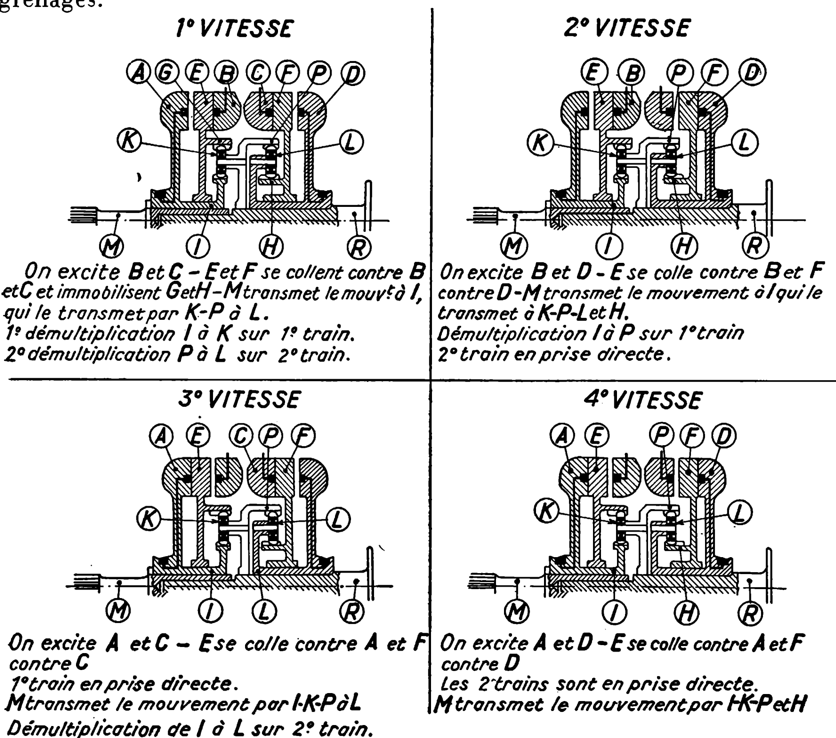
ou : $\theta (R + r) = \omega r + \Omega R$ (formule de Willis).

On voit immédiatement qu'avec un ou plusieurs trains épicycloïdaux on pourra, en bloquant séparément, ou ensemble, différents éléments, obtenir de nombreuses combinaisons de vitesses. Les boîtes à trains épicycloïdaux sont basées sur ce principe.

2.5.1. Boîte COTAL.

Elle comprend deux trains d'engrenages épicycloïdaux à satellites multiples, toujours en prise, la couronne de chacun d'eux pouvant être bloquée au moyen d'électro-aimants A, B, C, D sur un plateau entraîneur ou un plateau fixe.

L'arbre primaire et l'arbre secondaire portent chacun un train d'engrenages.



Nota: La démultiplication du 2° train qui est en jeu en 3° vitesse est moindre que celle du 1° train qui est en jeu en 2° vitesse. On obtient ainsi une gamme de 4 vitesses qui peuvent être régulièrement étagées.

Fig. 205. — Boîte « Cotal » 4 vitesses. — Fonctionnement.

1er train. — Le pignon intérieur est solidaire de l'arbre primaire. La couronne extérieure est folle et peut être bloquée, soit sur l'électro fixe B, soit sur l'électro tournant A.

Les pignons satellites sont montés sur un plateau intermédiaire qui transmet le mouvement au 2e train.

2e train. — La couronne extérieure est solidaire du plateau intermédiaire qui reçoit le mouvement du 1er train. Le plateau porte-satellites est solidaire de l'arbre secondaire.

Le pignon est fou et peut être bloqué soit sur l'électro fixe C, soit sur l'électro tournant D.

Pour qu'il y ait transmission de mouvement, il faut toujours que deux électros soient excités, l'un intéressant le 1er train, l'autre le 2e. S'il n'y a pas de courant, ou si un seul électro est excité, la boîte tourne folle (*fig. 205* et *206*).

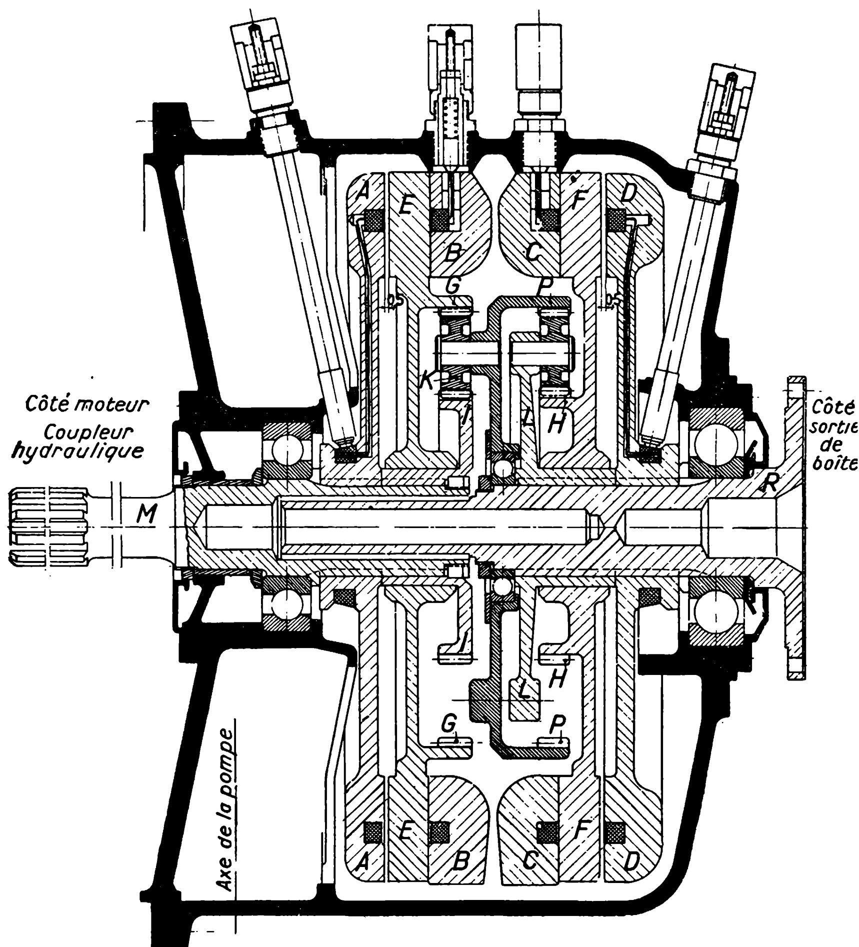


FIG. 206.

2.5.2. Boîte WILSON.

Cette boîte présélective équipe un grand nombre d'autorails de construction anglaise et italienne et de nombreux autobus dans tous les pays du monde.

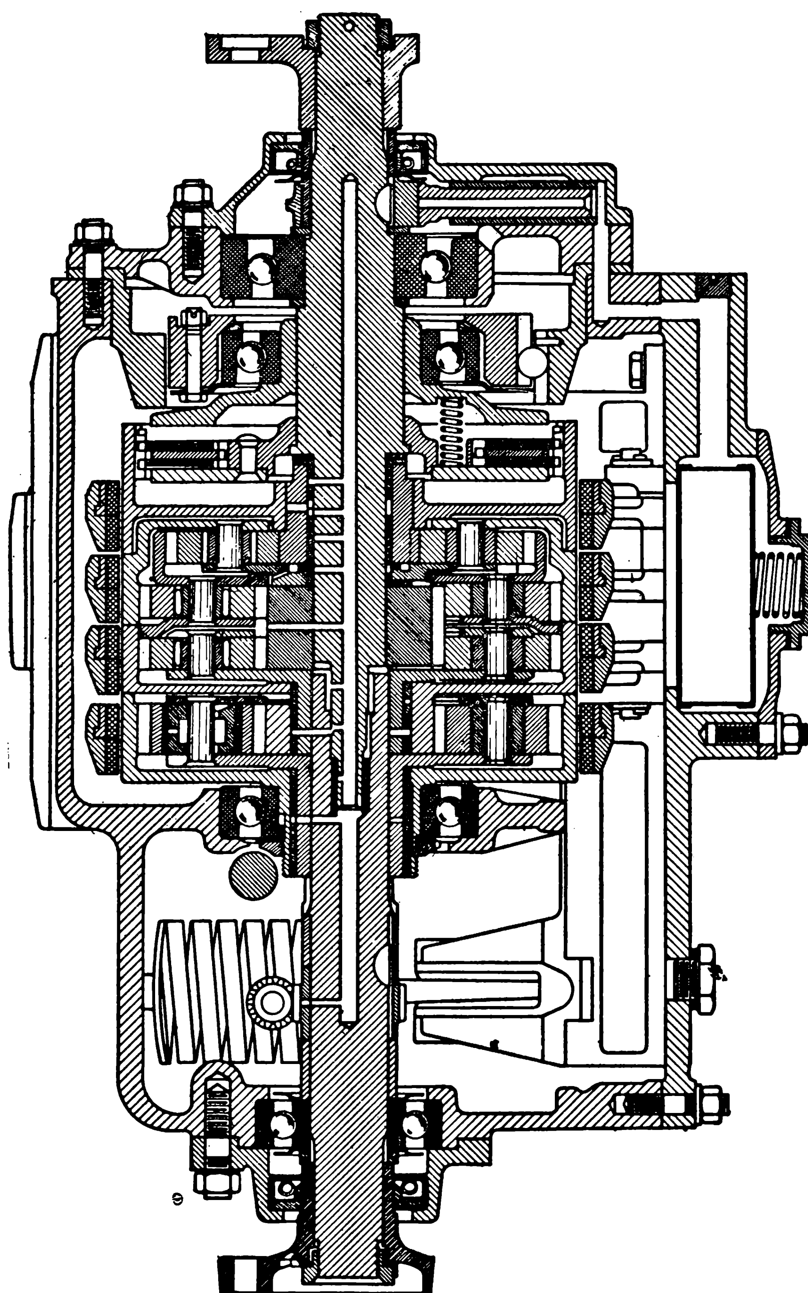


Fig. 207. — Le dernier modèle de boîte présélective Talbot-Wilson. Remarquer l'embrayage à disques de prise directe.

Elle comporte quatre trains épicycloïdaux, à prise interne, renfermés dans quatre tambours, dont l'un quelconque peut être immobilisé par un frein qui lui est propre. L'application de ce frein bloque le tambour correspondant et fait entrer en fonction le train d'engrenages qu'il contient.

La figure *207* représente, en coupe, la boîte de vitesses d'un changement à quatre combinaisons avant et marche arrière. Pour faciliter l'explication du mécanisme, celui-ci est représenté schématiquement par la figure *208*, sous une forme déployée, pour plus de clarté, et ne montrant que deux satellites à chaque train au lieu de trois qu'il a en réalité.

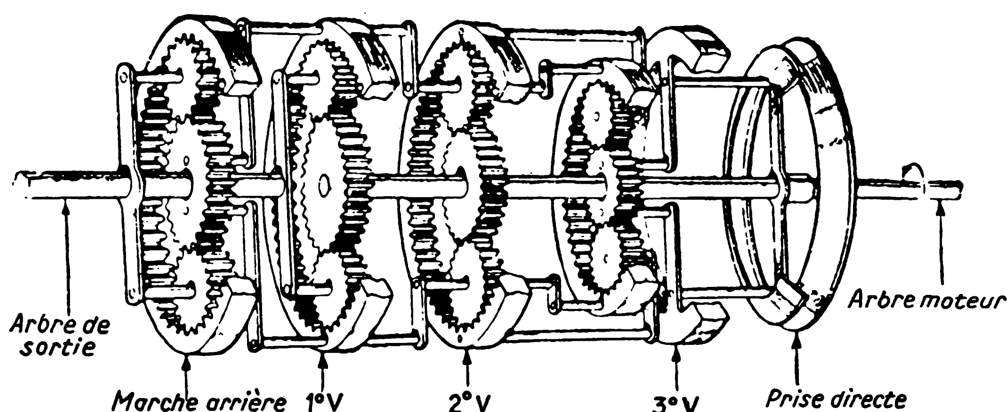


FIG. 208. — Vue d'ensemble montrant le fonctionnement théorique de la boîte.

La cage des satellites du train de première vitesse est solidaire de l'arbre de sortie, tandis que le pignon central de ce train est solidaire de l'arbre moteur.

Si la couronne à denture intérieure est immobilisée par son frein, les satellites, actionnés par le pignon central, entraînent leur cage et, par suite, l'arbre de transmission qui en est solidaire : c'est la première vitesse.

Si cette couronne, au lieu d'être immobilisée par son frein, est animée d'un mouvement de rotation dans le sens de marche avant, la vitesse de rotation de l'arbre secondaire est accrue; les fonctions des trains de 2ᵉ et de 3ᵉ vitesses consistent, précisément, à lui imprimer ce mouvement.

Pour la 2ᵉ vitesse, la couronne correspondante est immobilisée par son frein. Le pignon central, solidaire lui aussi de l'arbre moteur, fait rouler les satellites qui, à leur tour, entraînent leur cage. Cette dernière est reliée à la couronne de première vitesse et lui communique ainsi un mouvement de rotation.

D'une manière analogue, la troisième vitesse s'obtient par le freinage d'un tambour, solidaire cette fois du pignon central du train de 3ᵉ vitesse.

Pour la 4ᵉ vitesse, en prise directe, tous les freins sont desserrés et la cône représenté à droite des figures *207* et *208* est embrayé. Tous les trains, formant bloc, tournent alors d'une seule pièce en entraînant l'arbre de transmission à la vitesse du moteur.

Cette boîte peut comporter également un train de marche arrière.

Pour mettre en prise la combinaison voulue, on provoque le serrage du frein correspondant à cette combinaison. Les freins se règlent automatiquement. Ils sont commandés à l'aide de deux organes principaux : un arbre à cames, commandé par la manette des vitesses, et une barre-omnibus, actionnée par la pédale de débrayage (*fig. 209, 210, 211, 212*).

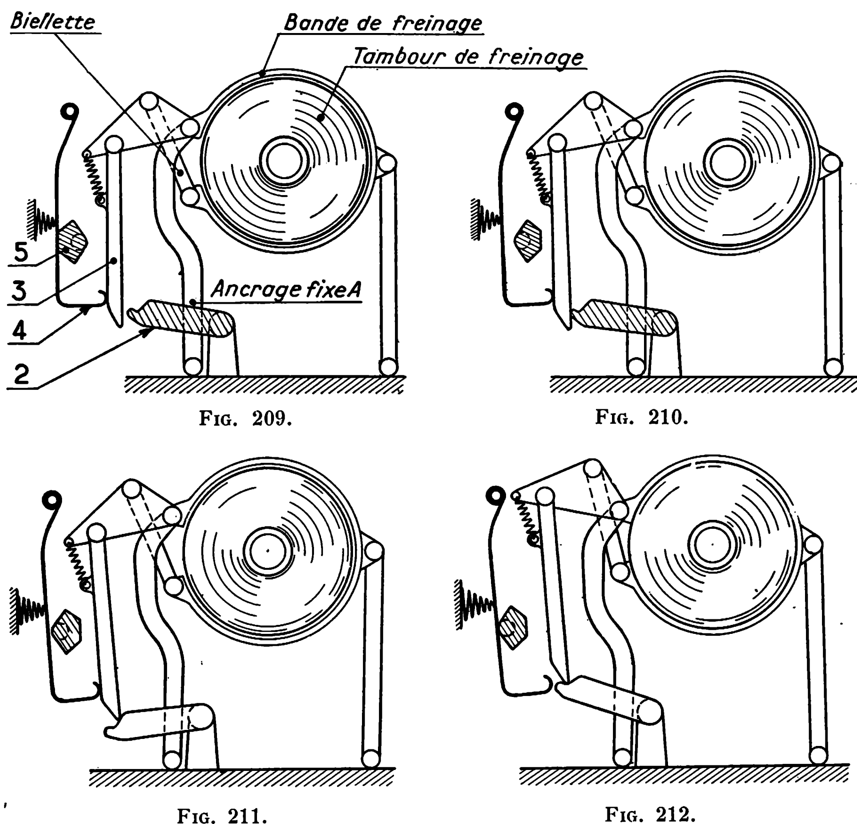


Fig. 209.

Fig. 210.

Fig. 211.

Fig. 212.

La manette fait tourner d'un certain angle l'arbre à cames 5, lequel laisse alors avancer l'une des plaques 4, pressée contre lui par des ressorts. En avançant, cette plaque pousse la béquille correspondante 3 contre la barre-omnibus 2. Dès que celle-ci est abaissée par la pédale, la béquille s'engage dans l'encoche de la barre-omnibus.

La pédale étant relâchée, la barre 2 remonte sous l'impulsion d'un ressort et serre le frein de la combinaison choisie.

Pour obtenir la prise directe, une biellette, analogue à celle qui commande le serrage des tambours de freins, provoque la rotation, sur une rampe hélicoïdale, d'un support qui vient exercer une poussée sur l'embrayage par l'intermédiaire d'une butée.

2.5.3. Boîte CEMFAR.

Cette transmission peut être utilisée avec deux moteurs. Elle comporte deux arbres 1 et 1' disposés dans le prolongement l'un de l'autre et reliés en permanence par des engrenages coniques 2. Ces arbres (*fig. 213*), qui tournent en sens inverses [1], portent à leurs extrémités des plateaux d'accouplements entraînés par les moteurs, par l'intermédiaire de coupleurs hydrauliques.

L'engrenage cylindrique 4, disposé entre les deux arbres précédents, peut être craboté avec l'un ou l'autre de ceux-ci, suivant le sens de marche désiré. Pendant la manœuvre de l'inverseur, le frein 3 maintient les arbres immobiles malgré le couple de traînée des coupleurs hydrauliques.

L'engrenage 4 est relié en permanence à deux groupes d'organes identiques, constituant la boîte de vitesses proprement dite, disposés côte à côte, suivant deux axes, dans un même plan horizontal XX'; un seul de ces systèmes est représenté sur la figure *213*.

Ces deux groupes d'organes ne diffèrent que par les diamètres des pignons de sortie 9, qui sont dans un rapport égal à la raison λ de la boîte de vitesses (1,425). Ces deux pignons engrènent eux-mêmes en permanence avec l'engrenage 10, monté sur l'arbre de sortie 11. Ce dernier porte une vis qui engrène avec une couronne dentée calée sur l'arbre creux qui entraîne l'essieu.

Chacun des deux groupes d'organes précités comprend :

— un premier train épicycloïdal multiplicateur 5, dont le porte-satellites est entraîné par le moteur et dont la couronne est l'organe mené; le planétaire peut être laissé libre ou immobilisé en agissant sur un coupleur 6 à deux disques, d'un modèle classique, fonctionnant à sec et monté extérieurement au carter;

— un deuxième train épycicloïdal 7, dont le planétaire est relié à la couronne du train précédent et dont le porte-satellites est l'organe mené; des crabots avec synchroniseurs permettent d'immobiliser la couronne ou de solidariser celle-ci avec le planétaire;

— un troisième train 8, analogue au précédent, est monté à la suite de celui-ci;

— le pignon de sortie 9.

Les vitesses impaires sont obtenues en utilisant le premier groupe d'organes, le second groupe étant hors service (son embrayage 6 desserré). Les vitesses paires sont obtenues en utilisant le second groupe, le premier groupe étant hors service (son embrayage 6 desserré).

En 1re et 2e vitesses, les trains 7 et 8 du groupe en service fonctionnent en démultiplicateurs. Sur les vitesses 3 à 6, un des deux trains du

1. Sur une locomotive à deux moteurs, ces derniers sont identiques et montés symétriquement.

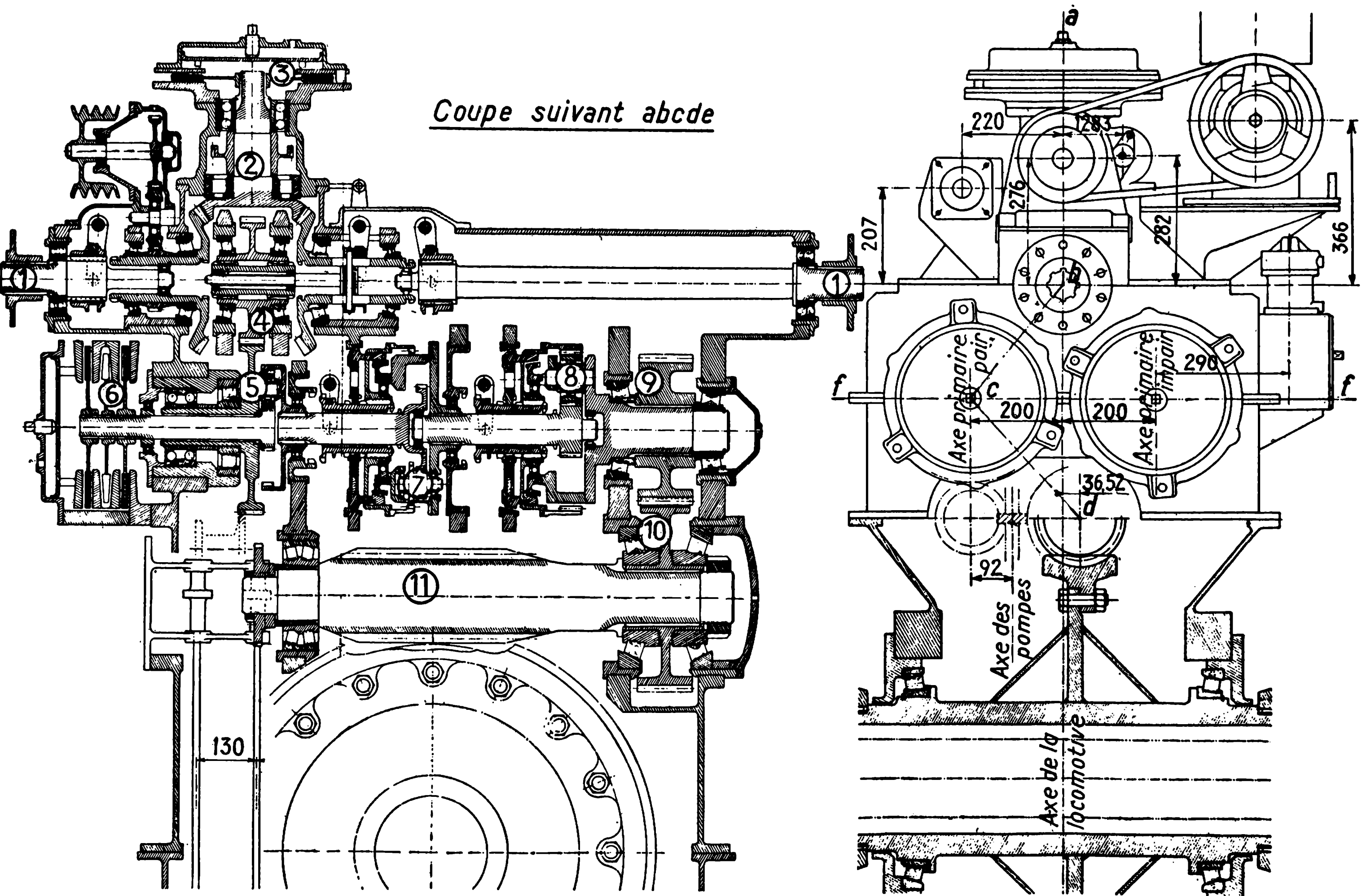


Fig. 213. — Boîte « Cemfar ».

groupe en service est bloqué; en 7e et 8e vitesses, les deux trains du groupe en service sont bloqués.

Pour manœuvrer la transmission, le conducteur dispose d'un volant comportant un cran 0 de point mort et 8 crans correspondant à chacune des vitesses. Ce volant actionne un distributeur à air comprimé qui alimente des cylindres, montés sur le carter, commandant les crabots des trains 7 et 8 et les coupleurs d'embrayages 6.

Lorsque le volant est déplacé d'un cran au cran supérieur, les crabots des trains du groupe qui va entrer en fonction prennent leur position, puis le coupleur correspondant est embrayé pendant que l'autre est débrayé.

Des verrouillages mécaniques disposés sur les commandes pneumatiques empêchent les fausses manœuvres et réalisent automatiquement la succession des opérations. Il en est de même lorsqu'on rétrograde sur une vitesse inférieure.

Cette transmission équipe les locomotives prototypes 030-DC-1 et 2 de la S.N.C.F.; un type dérivé de celui-ci équipe également les locotracteurs Y-9.000.

2.6. PERFECTIONNEMENTS DES TRANSMISSIONS MECANIQUES

Les progrès successifs des boîtes de vitesses ont été :

— l'invention de la prise directe;
— l'adoption d'engrenages toujours en prise;
— la synchronisation.

L'avancement de la technique automobile, toujours à l'affût d'une clientèle exigeante, a concouru à faire adopter des boîtes de plus en plus perfectionnées.

Le silence recherché pour améliorer le confort a été obtenu par l'utilisation d'engrenages hélicoïdaux, puis, pour éviter les complications dues à la poussée de ces derniers, par l'emploi d'engrenages hélicoïdaux doubles ou à chevrons. Dans les boîtes de faible puissance, on utilise des pignons en matière moulée d'origine synthétique ou organique (céloron, bois bakélisé, nylon).

La technique s'oriente actuellement vers la réalisation de boîtes automatiques : un organe complexe joue le rôle de régulateur et compare les vitesses de rotation des arbres primaire et secondaire. Au moment judicieux, il sépare la transmission du moteur en commandant le débrayage et la coupure de l'accélération, modifie la démultiplication et embraye à nouveau en accélérant.

Le dispositif « Pilot » de la boîte Wilson, par exemple, est constitué par un régulateur centrifuge à masselottes prenant son mouvement sur l'arbre primaire. L'effort dû à ce régulateur est comparé à celui d'un ressort monté en opposition. Une différence suffisante déclenche, par le jeu de deux mécanismes à rochets, la rotation dans un sens ou dans l'autre (montée ou descente des vitesses) d'une roue qui commande la boîte par des valves à air comprimé.

De plus en plus, également, la transmission mécanique pure se révèle insuffisamment souple et, dans de nombreux cas, l'embrayage ordinaire est remplacé par un coupleur hydraulique. La combinaison d'un tel coupleur avec une boîte à embrayages multiples constitue une véritable transmission hydromécanique qui donne une très bonne solution. Citons, à titre d'exemple :

— coupleur hydraulique Ferodo-Sinclair et boîte Cotal à deux ou quatre vitesses;
— coupleur hydraulique Ferodo et boîte Winterthur à cinq vitesses;
— coupleur hydraulique et boîte Wilson.

Les coupleurs peuvent également être utilisés avec des boîtes ordinaires synchronisées, mais, par suite du couple fourni au ralenti (couple résiduel ou couple de traînée), il est nécessaire d'adjoindre à la boîte un frein de traînée pour le blocage de l'arbre primaire [1]. La S. N. C. F. a équipé ainsi quelques autorails ADP avec des coupleurs hydrauliques et boîtes Renault. Dans certains cas, on ajoute même un embrayage ordinaire.

2.7. REDUCTEURS

Les réducteurs sont des transmissions, ou des éléments de transmission, destinés à abaisser la vitesse fournie par un moteur et, par conséquent, à augmenter le couple. Mais, à la différence des boîtes de vitesses, ils donnent un rapport de démultiplication constant.

2.7.1. Réducteurs à trains d'engrenages parallèles.

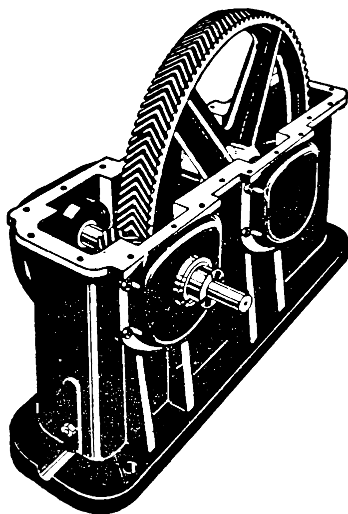


Fig. 214. — Réducteur « Citroën ».

Lorsque l'on veut obtenir un rapport de réduction relativement faible (jusqu'à 4 environ), on utilise un train d'engrenages ordinaires. Pour améliorer le rendement et le silence de fonctionnement, on se sert beaucoup d'engrenages hélicoïdaux et d'engrenages à chevrons (Messian, Citroën) (*fig. 214*). Cependant, la taille des engrenages droits a fait de tels progrès que ceux-ci donnent sensiblement les mêmes résultats (S.A.C.M.).

Lorsque l'on veut un rapport de réduction important, il faut prévoir deux, trois ou quatre étages, par conséquent deux, trois ou quatre couples d'engrenages en série.

1. Voir plus loin.

Une rationalisation et une standardisation très poussée sont réalisées sur les réducteurs Colombes-Hansen, qui utilisent, pour une gamme très large de puissances, de rapports de réduction et de positions relatives des axes primaire et secondaire, un petit nombre de carters et de couples d'engrenages d'entr'axes normalisés.

2.7.2. Réducteurs à couples coniques.

Pour des rapports de réduction importants, il faut augmenter le nombre d'étages; on utilise parfois des couples coniques aux étages inférieurs pour lesquels la poussée est faible (Colombes-Hansen) (*fig. 215*).

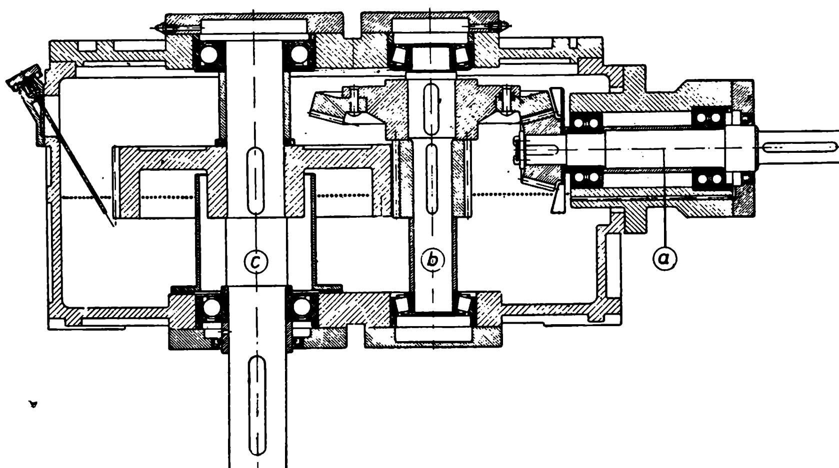


FIG. 215.

Coupe verticale déployée d'un réducteur Colombes-Hansen. Type 024 à arbre lent vertical :

- *a*) **exemple d'un arbre primaire monté dans deux roulements à deux rangées de billes à contact angulaire;**
- *b*) **exemple d'un arbre intermédiaire monté dans deux roulements à rouleaux coniques (cet arbre peut également être monté comme l'arbre c);**
- *c*) **exemple d'un arbre secondaire monté dans deux roulements à une rangée de billes à contact angulaire (cet arbre peut également être monté comme l'arbre b).**

2.7.3. Réducteurs à vis sans fin.

Lorsque le rapport de réduction est élevé et le nombre de couples d'engrenages de l'ordre de trois ou quatre, le rendement devient moins bon et on peut avoir intérêt à se servir d'un couple à vis tangente (*fig. 216*).

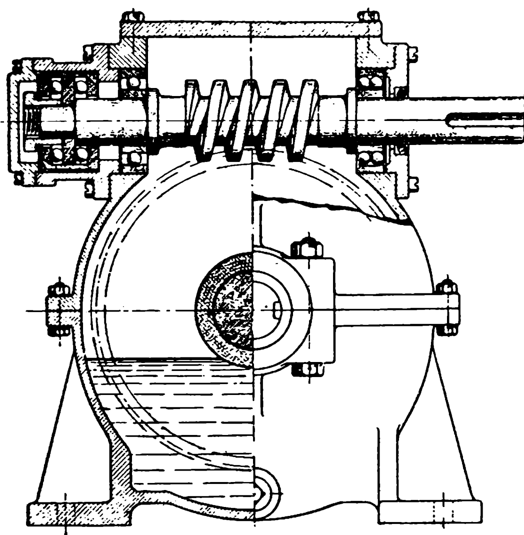


FIG. 216.

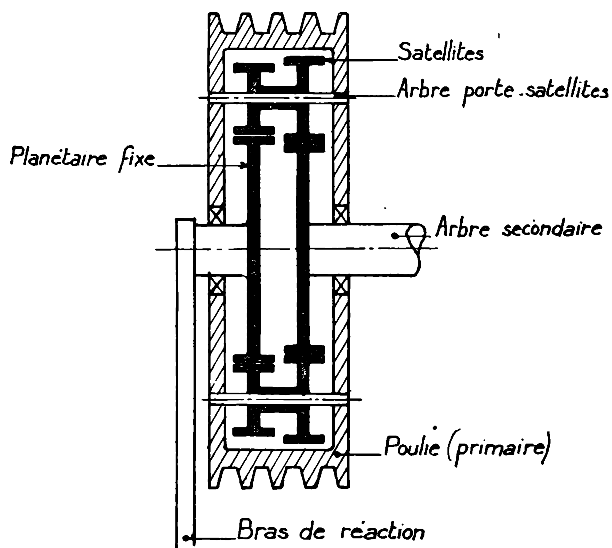


FIG. 217. — Poulie « Redex ».

2.7.4. Réducteurs à trains épicycloïdaux.

On peut également utiliser des trains épicycloïdaux dans lesquels, en général, la couronne est fixe et le secondaire entraîné par le porte-satellites.

En se rapportant à la formule du paragraphe 25, dans laquelle $\Omega = 0$, on voit que la vitesse secondaire est :

$$\theta = \frac{\omega r}{R + r}$$

la démultiplication est donc : $k = \dfrac{r}{R + r}$.

La poulie à réduction interne Redex est un réducteur à deux trains épicycloïdaux sans couronne. L'un des planétaires est solidaire d'une douille maintenue fixe par un bras de réaction, l'autre entraîne l'arbre secondaire. Les satellites sont montés sur des axes tournants entraînés par la poulie formant carter (*fig. 217*).

On conçoit que si les deux planétaires avaient le même rayon et, par conséquent, les satellites également, le planétaire secondaire ne tournerait pas par raison de symétrie, quelle que soit la vitesse de la poulie. Si les rayons sont légèrement différents, on obtient un très grand rapport de réduction.

Ce rapport peut se calculer par une formule analogue à celles des trains épicycloïdaux ordinaires. Considérons un couple d'engrenages O, O', dont l'un, O, tourne sur son axe avec une vitesse ω, l'autre, O', tourne autour de O avec une vitesse d'entraînement Ω (*fig. 218*).

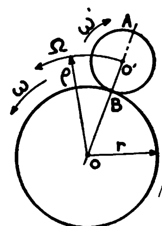


FIG. 218.

Le *déplacement absolu* du point A pendant un temps très court t comprend deux termes :

— le premier dû à la rotation de l'engrenage O, soit $- \omega r\, dt$;

— le second dû à la rotation de l'engrenage O' autour de O supposé fixe, soit $2\, \Omega\, \rho\, dt$, le centre instantané de rotation étant le point de contact B, et O' se déplaçant de $\Omega\, \rho\, dt$.

Le *déplacement relatif de A par rapport à O'* est donc :

$$\omega' (\rho - r)\, dt = - \omega r\, dt + 2\, \Omega\, \rho\, dt - \Omega\, \rho\, dt = (\Omega\, \rho - \omega r)\, dt$$

et la vitesse de rotation de O' sur lui-même est :

$$\omega' = \frac{\Omega\, \rho - \omega r}{\rho - r}.$$

Appliquons cette formule à deux trains voisins pour lesquels le rayon r prend les valeurs r_1 et r_2, ρ restant le même. On aura, si les satellites ont la même vitesse de rotation ω' :

$$\omega' = \frac{\Omega_1\, \rho - \omega_1\, r_1}{\rho - r_1} = \frac{\Omega_2\, \rho - \omega_2\, r_2}{\rho - r_2}.$$

Dans le cas de la poulie Redex $\Omega_2 = \Omega_1 = \Omega$ (vitesse primaire), $\omega_1 = 0$, et la vitesse du secondaire est : ω_2.

Donc :

$$\frac{\Omega \rho}{\rho - r_1} = \frac{\Omega \rho - \omega_2 r_2}{\rho - r_2}$$

$$\omega_2 r_2 = \frac{\Omega \rho}{\rho - r_1} \left[(\rho - r_1) - (\rho - r_2) \right] = \frac{\Omega \rho}{\rho - r_1} (r_2 - r_1).$$

D'où :

$$\frac{\omega_2}{\Omega} = \frac{\rho}{r_2} \frac{r_2 - r_1}{\rho - r_1}.$$

On voit que le rapport de réduction est très élevé si r_2 et r_1 sont voisins.

On obtient le même résultat en utilisant deux couronnes, dont l'une est fixe et l'autre solidaire de l'arbre secondaire, l'arbre primaire entraînant les axes porte-satellites, ou même de simples engrenages intérieurs Ateliers de Construction Mécaniques d'Argent (*fig. 219*).

Signalons également l'emploi de couples d'engrenages hypocycloïdaux dont les nombres de dents ne diffèrent que d'une unité. Sous réserve d'un choix de profils conjugués convenables (un tracé de ce genre a

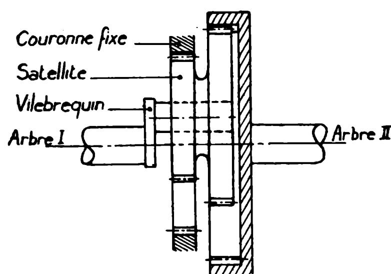


Fig. 219. — Réducteur des Ateliers d'Argent.

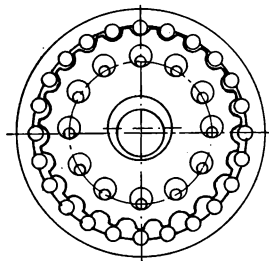


Fig. 220. — Réducteur « Cyclo-Getriebe ».

d'ailleurs été breveté par l'auteur), de tels couples à n et $n - 1$ dents peuvent fonctionner sans interférence. Le centre du pignon intérieur décrit un cercle de faible rayon.

Dans le cas d'un réducteur, l'arbre primaire porte un vilebrequin ou un excentrique correspondant au rayon de ce pignon intérieur; celui-ci tourne alors en sens inverse du primaire avec une vitesse $-\frac{\omega}{n}$ et entraîne le secondaire par l'intermédiaire d'un accouplement pseudo-concentrique (problème semblable à celui posé par les transmissions de traction électrique, mais avec excentrement constant) : Réducteur Cyclo-Getriebe (*fig. 220*).

2.7.5. Multiplicateurs.

Dans certains cas, on peut avoir besoin d'augmenter la vitesse et, bien entendu, un réducteur peut être utilisé comme multiplicateur. Il faut alors veiller particulièrement aux questions de rendement, les frottements prenant, du fait de la vitesse, une importance considérable.

Il y aura lieu de tenir tout spécialement compte de cette remarque dans les trains épicycloïdaux, où des efforts très élevés peuvent être mis en jeu.

Les réducteurs à vis tangente ne peuvent, évidemment, convenir à cette utilisation.

CHAPITRE III

TRANSMISSIONS HYDRAULIQUES NOTIONS ÉLÉMENTAIRES D'HYDRAULIQUE

Les transmissions hydrauliques utilisent les propriétés de liquides comme l'eau ou l'huile. Un liquide est caractérisé essentiellement par deux propriétés :

1° s'il est susceptible de prendre rapidement une forme quelconque, par exemple celle du récipient qui le contient, il est sensiblement *incompressible;*

2° en un point d'un liquide existe une pression parfaitement déterminée, *indépendante de l'orientation de l'élément de surface qui la supporte.*

3.1. ENERGIE UTILISABLE D'UNE PARTICULE LIQUIDE

Une particule d'un liquide de densité (ou poids spécifique) p peut posséder de l'énergie sous trois formes différentes :

a) énergie potentielle de position, du fait qu'elle est à une certaine hauteur h au-dessus du niveau où elle sera utilisée;

b) énergie potentielle de pression, du fait qu'elle est soumise à une certaine pression P de la part des autres particules avoisinantes;

c) énergie cinétique si elle se déplace avec une certaine vitesse v.

Ces trois formes d'énergie peuvent se convertir l'une dans l'autre; par exemple, l'énergie potentielle de position peut se transformer en énergie cinétique si la particule est libérée d'un réservoir vers une conduite en pente et vers une turbine.

On appelle charge hydraulique en un point d'un filet liquide l'ensemble de ces trois formes d'énergie mises sous la même forme et représentées par des hauteurs. Cette charge a pour valeur :

$$H = \underbrace{\frac{v^2}{2g}}_{\substack{\text{hauteur}\\ \text{représentant}\\ \text{l'énergie}\\ \text{cinétique}}} + \underbrace{\frac{P}{p}}_{\substack{\text{hauteur}\\ \text{représentant}\\ \text{la pression}}} + \underbrace{h}_{\substack{\text{chute}\\ \text{utilisable}}} \ (^1)$$

3.2. THEOREME DE BERNOULLI

Il exprime simplement que, le long d'un filet liquide en mouvement permanent sans échange d'énergie, la charge hydraulique est constante :

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{P}{p} + h = C^{te}.$$

Ainsi l'énergie d'une particule fluide reste la même tout le long d'une conduite forcée : l'énergie potentielle qu'elle possédait au repos dans le réservoir se transforme progressivement en énergie cinétique et en énergie de pression.

En réalité, les conduites introduisent des *pertes de charge* qui sont fonction de leur dimensionnement. Ces pertes sont dues aux frottements et à la viscosité.

Les forces de frottement entre un liquide et les solides dans lesquels il circule sont, comme les frottements entre solides, indépendantes de la vitesse et, par conséquent, la puissance perdue dans les frottements est proportionnelle à la vitesse.

Au contraire, les forces de viscosité entre les particules liquides et entre liquides et solides sont proportionnelles aux vitesses relatives des particules, et les pertes correspondantes augmentent comme le carré des vitesses.

3.3. TURBO-MACHINES

Les turbo-machines sont destinées à fournir de l'énergie à un liquide ou à recueillir l'énergie qu'il possède. Elles comportent toujours des pièces tournantes munies *d'aubes* qui guident les filets liquides. L'échange d'énergie se fait par réaction du fluide sur ces aubes.

Pour construire les turbo-machines, on est amené à étudier le déplacement des particules fluides le long des aubes.

---

1. Bien entendu, il faut utiliser une notation homogène et un système d'unités de mesure cohérent, C. G. S. (centimètre, gramme, seconde) ou M. T. S. (mètre, tonne, seconde). Par exemple, de l'eau circulant dans une conduite forcée à la vitesse de 20 m/s, sous une pression de 50 kg./cm² (500 t/m²) et pouvant encore tomber de 200 m, a une charge hydraulique :

$$\frac{(20\ \text{m/s})^2}{2 \times 9{,}80\ \text{m/s}^2} + \frac{500\ \text{t/m}^2}{1\ \text{t/m}^3} + 200\ \text{m} = 720{,}4\ \text{mètres}.$$

Considérons un tel mouvement sur la figure *221*. Lorsque l'aube passe de la position I à la position II, une particule fluide, qui était en A, suit le mouvement de l'aube et vient en B'.

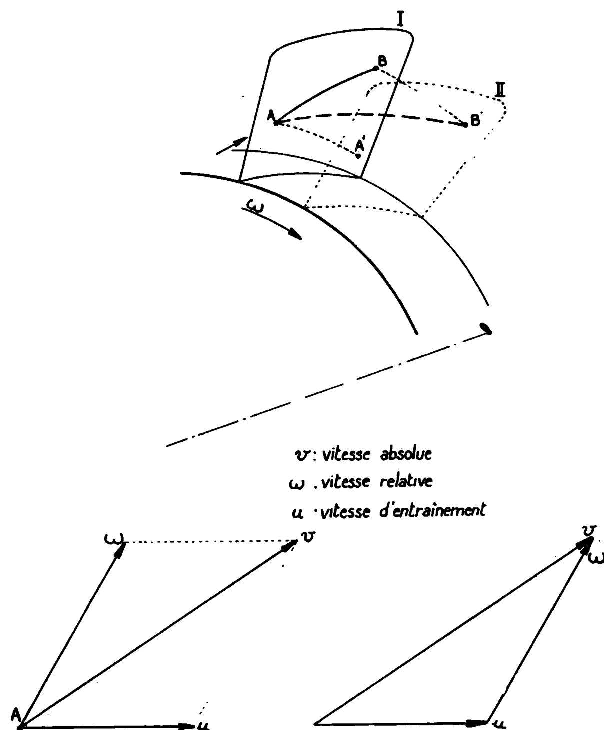


Fig. 221. — Mouvement des particules fluides le long des aubes. Parallélogramme et triangle de composition des vitesses.

Nous pouvons décomposer ce mouvement comme suit :

— suivant la surface de l'aube, la particule décrit une trajectoire AB : c'est le *mouvement relatif;*

— mais l'aube s'est déplacée pendant ce temps; si la particule était restée sur l'aube au même point, elle serait venue en A'; la trajectoire AA' représente le *mouvement d'entraînement;*

— au total, la particule a décrit, en réalité, le chemin AB', c'est la trajectoire du *mouvement absolu.*

Sur chacune de ces trajectoires, on peut définir la vitesse de la particule fluide : on voit que la *vitesse absolue* v est la résultante de la *vitesse d'entraînement* u et de la *vitesse relative* w. Remarquons tout de suite que, si r est la distance du point A à l'axe de la machine, on a :

$$u = \omega r,$$

ω étant la vitesse de rotation.

Le théorème de Bernoulli n'est pas applicable aux turbo-machines, puisqu'il y a échange d'énergie, mais on peut l'appliquer au mouvement relatif, en tenant compte du travail dû à l'entraînement. Il s'écrit alors :

$$\frac{w^2 - u^2}{2\,g} + \frac{P}{p} + h = 0.$$

3.4. ENERGIE UTILISABLE DANS UNE TURBO-MACHINE

Dans le triangle des vitesses, on peut écrire :

$$w^2 = u^2 + v^2 - 2\,u\,v\cos\alpha.$$

Or, $v \cos \alpha$ est la projection de la vitesse absolue sur la vitesse d'entraînement. On l'appelle aussi composante tangentielle v_t de la vitesse absolue. Donc :

$$w_2 = u_2 + v_2 - 2\,u\,v_t \text{ ou } w_2 - u_2 = v_2 - 2\,u\,v_t.$$

L'énergie utilisable est, nous l'avons vu :

$$H = \frac{v^2}{2\,g} + \frac{P}{p} + h$$

et nous savons, par ailleurs, que :

$$\frac{w^2 - u^2}{2\,g} + \frac{P}{p} + h = C^{te}$$

le long d'un filet fluide. Par comparaison, nous tirons :

$$\frac{w_2 - 2\,u\,v_t}{2\,g} + \frac{P}{p} + h = C^{te} \text{ ou } H - \frac{u\,v_t}{g} = C^{te}$$

ou encore :

$$H = C^{te} + \frac{u\,v_t}{g}.$$

Autrement dit, dans une turbo-machine, l'énergie utilisable entre :

— un point A où la vitesse d'entraînement est u_1 et la composante tangentielle de la vitesse absolue est v_{t1}, et

— un point B où ces quantités sont respectivement u_2 et v_{t2} est :

$$H = \frac{u_2\,v_{t2} - u_1\,v_{t1}}{g} \text{ (équation d'Euler).}$$

Si le débit entre ces deux points est Q, le poids de liquide qui perd la hauteur H utilisable est pQ et, par conséquent, le travail fourni est :

$$W = p\,Q\,H = p\,Q\,\frac{u_2\,v_{t2} - u_1\,v_{t1}}{g}$$

Le rapport $\frac{p}{g}$ est la masse spécifique ρ du liquide.

Pour l'ensemble de la machine, il faudra grouper toutes les quantités analogues :

$$W = \rho \, \Sigma \, Q \, \Delta(uv_t)$$

$\Delta(uv_t)$ représente la variation du produit uv_t entre l'entrée et la sortie du rotor. Le couple recueilli sur l'arbre sera :

$$C = \frac{W}{\omega} = \frac{\rho}{\omega} \, \Sigma \, Q \, \Delta \, (uv_t)$$

ou, comme en chaque point $u = \omega \, r$,

$$C = \rho \, \Sigma \, Q \, \Delta \, (rv_t).$$

Le rôle des aubes des rotors et des ailettes de réaction dans les turbo-machines est précisément de guider les filets d'eau pour faire varier le produit uv_t entre des valeurs aussi différentes que possible. Ce guidage s'effectue grâce à la viscosité des liquides, et les échanges d'énergie entre le fluide et les aubes se font par l'intermédiaire des forces mises en jeu par la viscosité.

3.5. RELATION ENTRE LA CHARGE ET LE DEBIT DANS LES REGIMES VARIABLES

La plupart des turbo-machines hydrauliques utilisées dans les transmissions fonctionnent à régime variable. Or, les aubes sont tracées pour un régime moyen et, dès qu'on s'en écarte, le rendement diminue.

Par ailleurs, la charge et le débit sont liés entre eux et varient évidemment en sens inverse l'un de l'autre.

3.5.1. Cas d'une pompe.

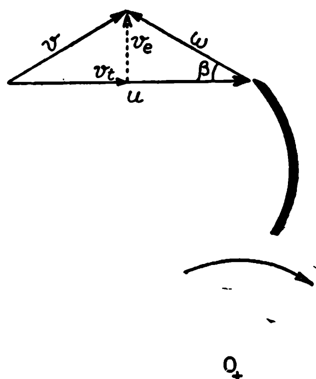


Fig. 222. — Triangle des vitesses à la sortie d'un rotor de pompe.

Dans ce cas, on peut supposer que la vitesse tangentielle du fluide est à peu près nulle à l'entrée, l'admission se faisant, en général, dans l'axe.

Considérons le triangle des vitesses à la sortie (*fig. 222*). Les aubes imposent pratiquement leur direction au fluide quel que soit le débit; autrement dit, la vitesse relative w fait un angle constant β avec la vitesse d'entraînement u.

La projection de la vitesse absolue (ou de la vitesse relative) sur une perpendiculaire à la vitesse d'entraînement est la vitesse d'écoulement v_e : en effet, elle est perpendiculaire à la surface de sortie du fluide. Si l'on considère un élément de cette surface ΔS, le débit qui la traverse est :

$$\Delta Q = \Delta S \, v_e, \text{ d'où : } v_e = \frac{\Delta Q}{\Delta S}.$$

A la sortie de la pompe, toutes les vitesses de refoulement sont sensiblement égales et on peut écrire :

$$v_e = \frac{Q}{S}.$$

Comme nous l'avons déjà vu, la charge est donnée par :

$$H = \frac{u_2 \ v_{t2} - u_1 \ v_{t1}}{g}$$

et nous supposons que, dans ce cas, $v_{t1} = 0$. Donc, $H = \dfrac{u \ v_t}{g}$.

Or, $v_t = u - \dfrac{v_e}{\operatorname{tg} \beta}$ avec $u = \omega r$.

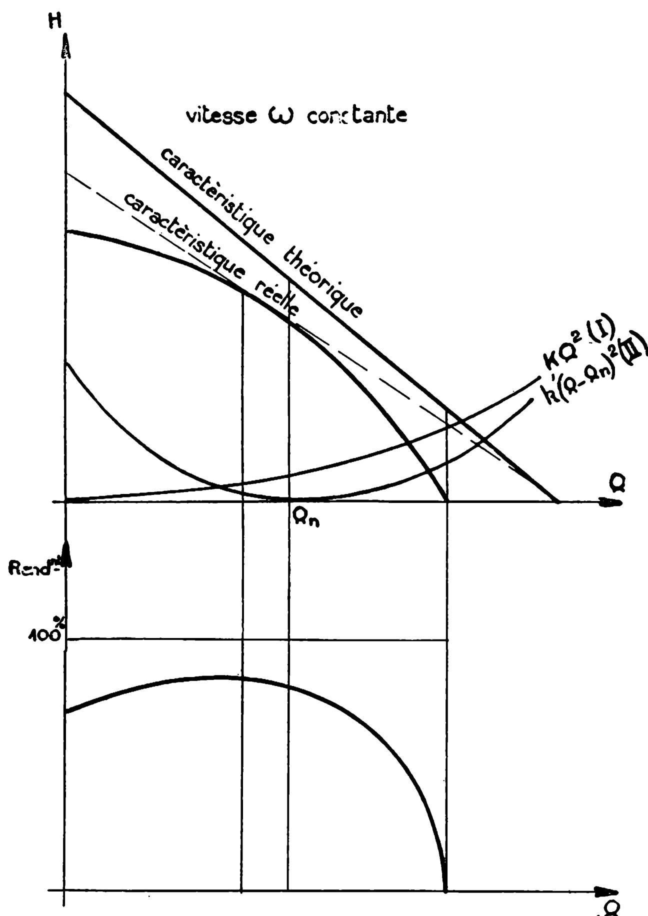


FIG. 223. — Caractéristiques charge-débit d'une pompe hydraulique.

On a donc $gH = \omega r \left(\omega r - \frac{1}{\mathrm{tg}\,\beta} \frac{Q}{S} \right) = \omega^2 r^2 - \frac{\mathrm{tg}\,\beta}{\omega r} \frac{Q}{S}$.

On a donc une relation entre la hauteur de refoulement, la vitesse de rotation et le débit, de la forme :

$$H = A\,\omega^2 - B\,\omega\,Q.$$

Si la vitesse est constante, la relation entre H et Q est linéaire (*fig. 223*).

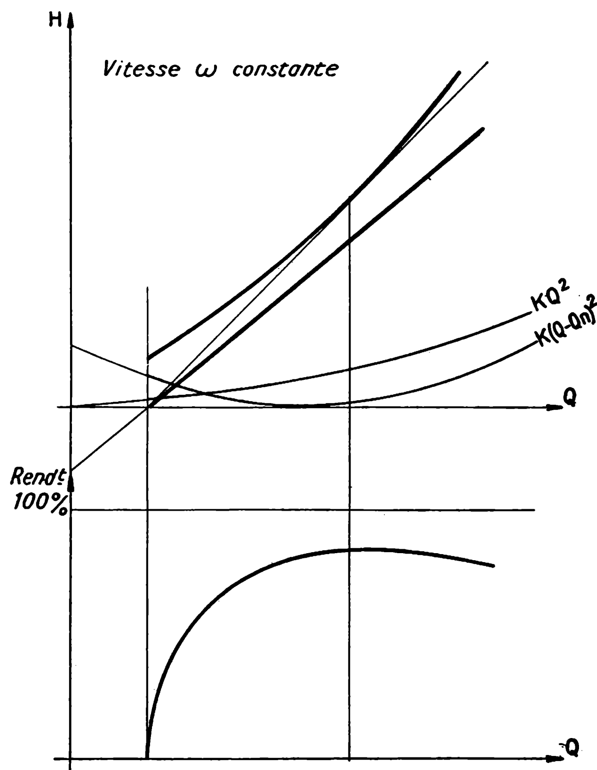


FIG. 224. — Caractéristiques d'une turbine hydraulique.

En réalité, le passage de l'eau dans la roue provoque des pertes :

1° pertes par frottements et viscosité, dues à l'écoulement proprement dit, qui varient comme le carré du débit, soit KQ^2 (courbe I);

2° pertes qui apparaissent dès que les angles des vitesses ne sont plus ceux qui correspondent aux angles de construction de la machine.

Si Q_n est le débit normal correspondant au profil des aubes, ces pertes sont proportionnelles à $(Q - Q_n)^2$, soit $k'\,(Q - Q_n)^2$ (courbe II).

On en déduit la caractéristique réelle de la pompe.

3.5.2. Cas d'une turbine.

Avec des hypothèses simplificatrices analogues à celles que nous avons faites pour une pompe, on obtient une relation entre la charge et le débit de la forme :

$$H = - A \omega^2 + B \omega Q.$$

Comme dans la pompe, l'écoulement de l'eau introduit des pertes par frottement (courbe I) et d'autres pertes apparaissent de part et d'autre du débit Q_n dès que les angles ne concordent plus (courbe II). Cette fois, les pertes sont à *ajouter* à la charge nécessaire au fonctionnement de la turbine pour obtenir la hauteur correspondant à chaque débit (*fig. 224*).

CHAPITRE IV

TRANSMISSIONS HYDRAULIQUES A TURBO-MACHINES

En principe, une transmission hydraulique est constituée par une pompe, entraînée par le moteur, qui refoule un liquide, généralement une huile de propriétés convenables, dans une turbine entraînant les roues motrices.

La plupart du temps, on évite d'introduire des canalisations entre pompe et turbine et les deux éléments sont coaxiaux et rassemblés dans un même carter.

Les éléments les plus utilisés dans les transmissions sont les coupleurs et les convertisseurs de couple.

Il existe des transmissions complexes, purement hydrauliques, dans lesquelles on a cherché à améliorer le rendement en introduisant des étages de réaction supplémentaires (il n'y en a pas dans le coupleur et un seul dans le convertisseur de couple). Citons la transmission Dynaflow.

Ces transmissions utilisent essentiellement l'énergie cinétique et l'énergie de pression données au fluide.

Il existe également des transmissions hydrauliques dont les éléments ne sont pas des turbo-machines, mais des pompes et des moteurs dits volumétriques, en général à pistons. Ces machines sont basées uniquement sur l'utilisation de l'énergie de pression du liquide, à l'exclusion de son énergie cinétique qui est, presque toujours, négligeable. Nous donnerons la description de quelques-unes de ces transmissions dans le chapitre suivant.

Les huiles utilisées dans les transmissions sont des huiles minérales devant résister à l'oxydation et à la sédimentation. Elle doivent avoir une viscosité faible, aussi constante que possible, et ne pas s'émulsionner. On peut également utiliser des huiles de synthèse (afcoline, pyralène). Il y aurait intérêt à se servir de liquides très lourds (mercure), mais leur prix est prohibitif.

4.1. COUPLEUR HYDRAULIQUE

Le coupleur hydraulique n'est pas, à proprement parler, une transmission, car, ne comportant que deux éléments mobiles, sans organe de réaction, il ne peut modifier le couple C qu'il reçoit. Il transmet donc un couple égal à C, mais avec une vitesse ω (1 — α) un peu plus faible que celle du primaire.

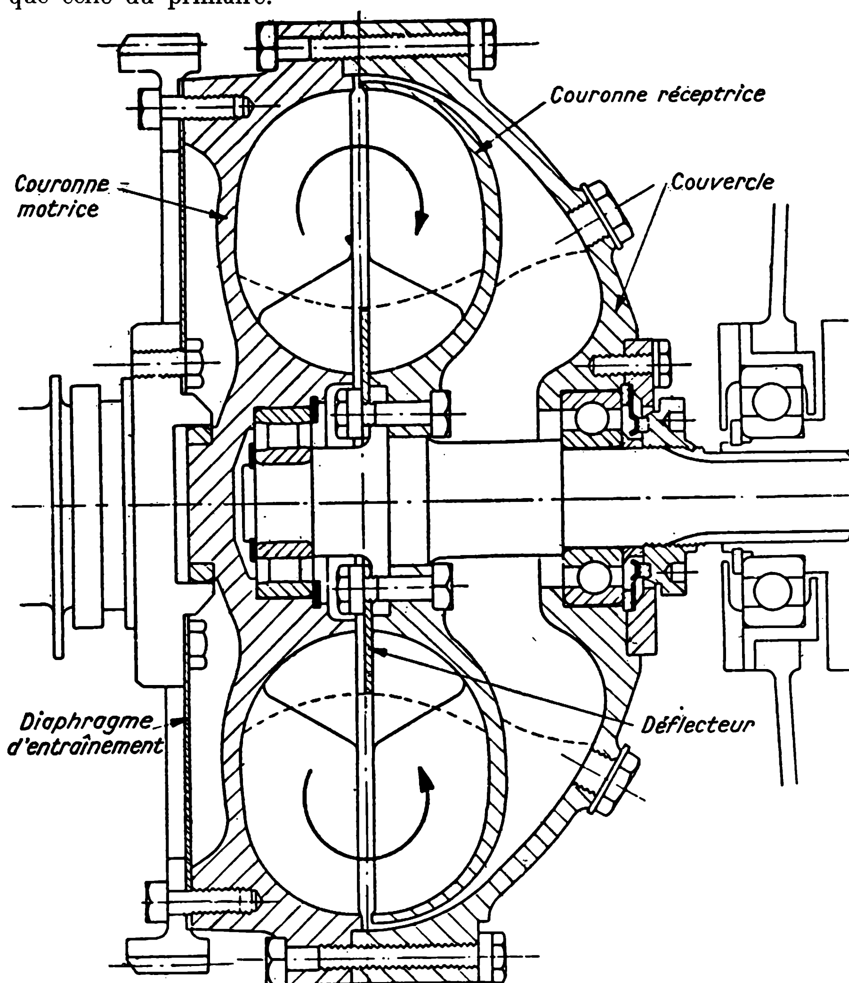


Fig. 225.

α est le glissement du coupleur et le couple susceptible d'être transmis est, nous le verrons, une fonction de α.

Un coupleur hydraulique comprend trois parties principales (*fig. 225*) : une couronne motrice entraînée par le moteur, une couronne réceptrice

solidaire de l'arbre secondaire et, enfin, un couvercle fixé sur la couronne motrice avec joint d'étanchéité sur l'arbre secondaire qui le traverse.

La couronne motrice et la couronne réceptrice ont des formes identiques. Chacune est constituée par une cavité, ayant approximativement la forme d'un demi-tore, et comporte des ailettes radiales. Certains coupleurs comportent également à l'intérieur un autre demi-tore de guidage.

Le couvercle porte un bouchon de remplissage dont on choisit la position pour effectuer le plein d'huile. En effet, une partie du volume du coupleur doit être laissée remplie d'air pour permettre la dilatation de l'huile qui s'échauffe en raison des pertes. Cette position est déterminée par *l'angle de remplissage* que font entre eux le plan vertical de l'axe et le plan axial passant par le bouchon au moment où on fait le plein.

4.1.1. Calcul du couple. (V. Annexe II.)

Il résulte de ce calcul que le couple est proportionnel :
— au glissement α, tant que α n'est pas trop élevé;
— à la densité p du liquide utilisé;
— au carré de la vitesse de rotation;
— à la quantité d'huile contenue dans le coupleur;
— pour des coupleurs semblables, à la puissance 5 des dimensions.

De ces considérations résultent les caractéristiques du coupleur à différents glissements et ses conditions d'emploi avec un moteur déterminé. Si on applique un couple résistant Γ, le glissement reste égal à 100 %, et le secondaire immobile, tant que la vitesse du moteur n'atteint pas la valeur de v correspondant au couple $C_{100} = \Gamma$, à 100 % de glissement. Ensuite, le couple se maintient constant et le glissement diminue quand la vitesse augmente (*fig. 226*).

Le couple opposé au moteur par le coupleur étant très faible à faible vitesse (couple de traînée), le moteur ne peut caler, même si le secondaire est bloqué.

Si l'on utilise une boîte de vitesses derrière le coupleur, il peut être nécessaire de bloquer le primaire pour le passage de la 1re vitesse. On utilise alors un frein de traînée. La synchronisation peut, en général, se faire sans difficulté pour les autres vitesses. La meilleure solution consiste, comme nous l'avons vu précédemment, à utiliser avec un coupleur une boîte à embrayages multiples (Cotal ou Wilson).

Le coupleur doit fonctionner normalement avec un glissement α faible (1,5 à 3 % à plein couple et à pleine vitesse). Les pertes étant égales à :

$$C \alpha \omega = \alpha W_1$$

(W_1 étant la puissance reçue), le rendement est égal à :

$$\frac{W_1 - C \alpha \omega}{W_1} = \frac{W_1 - \alpha W_1}{W_1} = 1 - \alpha.$$

Les pertes se traduisent par une dissipation de calories dans l'huile.

Des perfectionnements ont été apportés au principe du coupleur, inventé par l'ingénieur allemand Bauer, par sa firme Vulcan, puis l'Anglais Sinclair. Ils consistent essentiellement dans l'utilisation d'un large couvercle formant réservoir, qui absorbe l'huile aux grands glissements et réduit le couple de traînée, et d'un déflecteur qui obstrue la zone centrale du tore et renforce cette action.

On utilise également des coupleurs à écope et à remplissage variable.

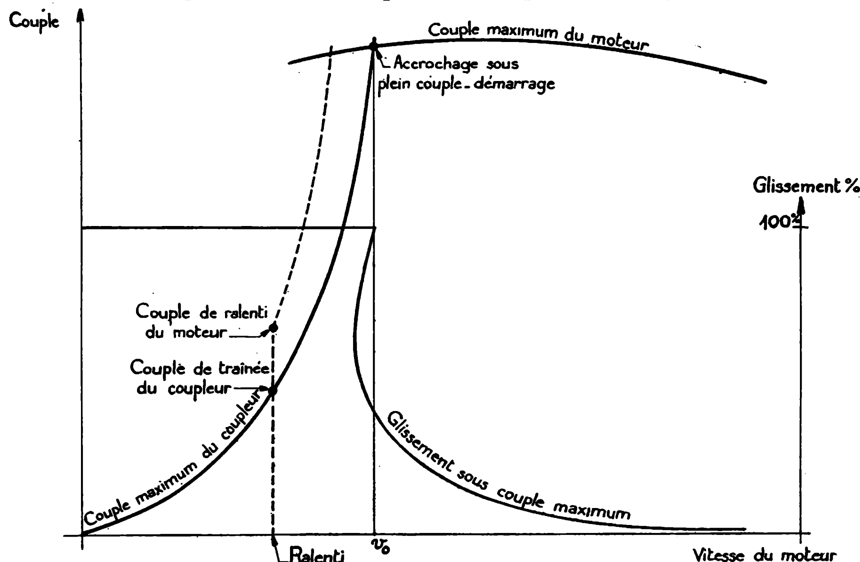


FIG. 226. — Caractéristiques d'un coupleur hydraulique.

4.2. Transformateur de couple.

Nous avons vu que le couple secondaire fourni par un coupleur était toujours égal au couple primaire. Cela résulte, au fond, du fait que la vitesse absolue du fluide est la même en grandeur et en direction à la sortie de la turbine et à l'entrée de la pompe.

Pour qu'il y ait modification du couple, il faut, comme nous l'avons vu au chapitre III (34), agir sur le produit $u\ v_t$. La vitesse absolue d'une molécule fluide devra donc être différente à la sortie de la turbine et à son entrée dans la pompe au début d'un nouveau cycle. Il faut donc placer entre ces deux points des aubages qui auront pour but de modifier la grandeur et la direction de la vitesse du fluide.

Ces aubages dévient le fluide qui exerce sur eux une réaction, d'où leur nom *d'aubages de réaction.* Cette réaction, ou contre-couple, est absorbée, bien entendu, par la fixité de la virole portant ces aubages.

Le transformateur ou convertisseur de couple est conçu de façon telle que le couple primaire provenant du moteur soit modifié pour donner un couple secondaire important à vitesse réduite, ou un couple secondaire

faible à grande vitesse, la puissance motrice restant sensiblement constante. Il comporte (*fig. 227*) :

— une pompe, ou impulseur, calée sur l'arbre primaire;

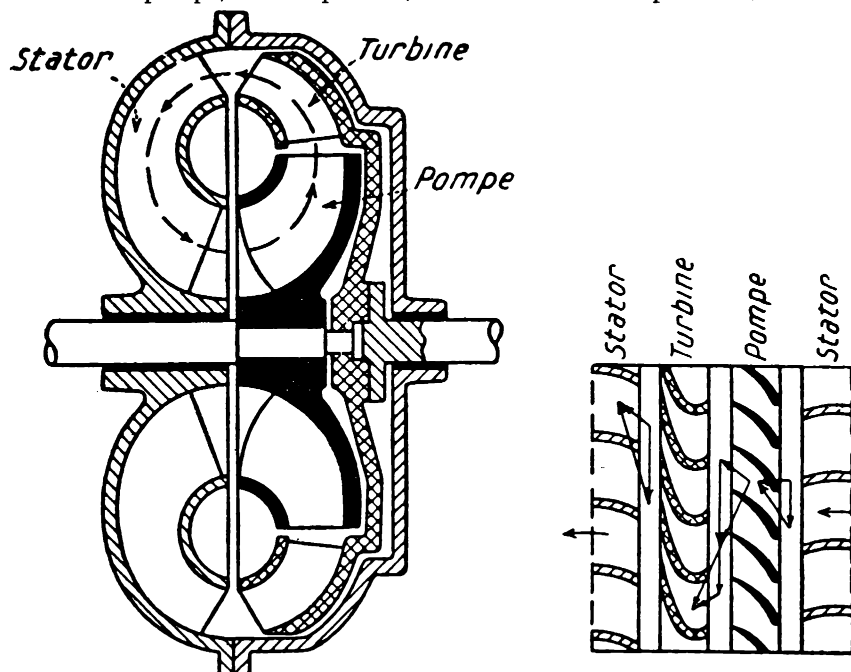


Fig. 227. — Schéma d'un convertisseur hydrocinétique de couple et de ses aubages.

— une turbine, ou récepteur, calée sur l'arbre secondaire;

— une virole fixe, ou stator, à aubages de réaction, pour le guidage des filets liquides;

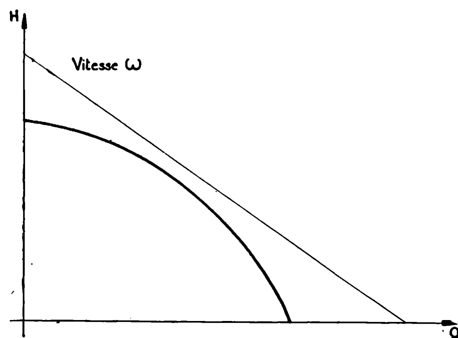


Fig. 228. — Caractéristiques de la pompe.

— un carter fixe, portant la virole, enveloppant la pompe et la turbine et contenant le fluide utilisé.

Les considérations du chapitre III (34), 2e partie, sont entièrement applicables à la pompe et à la turbine du transformateur de couple.

Supposons, en particulier, que la pompe, c'est-à-dire le primaire, tourne à une vitesse constante, la charge utilisable H à la sortie de la pompe et le débit Q seront liés par une relation de la forme :

$$H = A\,\omega^2 - B\,\omega\,Q$$

et, compte tenu des pertes, la pompe aura une caractéristique de la forme indiquée par la figure *228*. De même, la turbine tournant à des vitesses ω_1, ω_2, ... ω_n donnera, aux différentes vitesses de régime, des caractéristiques représentées par la figure *229*.

Le fonctionnement du transformateur de couple à un instant donné est caractérisé par le fait que le débit de la pompe est absorbé en entier par la turbine et que la charge utilisable fournie par la pompe est utilisée dans la turbine (aux pertes dans les aubages de réaction près). Les différents régimes de fonctionnement seront donc déterminés par les points de rencontre obtenus par la superposition de la caractéristique de la pompe à vitesse ω constante et de la turbine à ses différentes vitesses de régime.

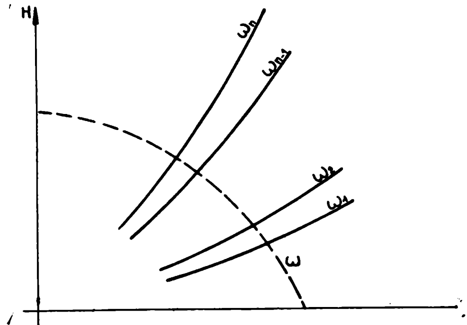


FIG. 229. — Caractéristiques de la turbine.

Des figures précédentes, on peut donc déduire la valeur de la puissance et du couple au secondaire en fonction de la vitesse de sortie (*fig. 230*).

En pratique, les transformateurs sont toujours réalisés, pour la plupart des vitesses de l'arbre de sortie, en couples multiples du couple primaire. Le rapport de multiplication est de l'ordre de 3 à 5.

Les aubages de réaction sont dessinés pour une valeur déterminée de ce rapport et, pour cette valeur, le rendement est maximum. Si l'on s'en écarte, il diminue rapidement. Par conséquent, il y a intérêt à employer le plus possible le transformateur de couple dans la zone où son rendement η est convenable. Ce dernier ne dépasse jamais 85 %.

Les pertes dans le transformateur ont pour valeur :

$$W_1 (1 - \eta).$$

Elles sont donc beaucoup plus importantes que dans le coupleur. Elles se manifestent par l'échauffement de l'huile et il faut dissiper les calories ainsi produites. Il est donc nécessaire de faire passer une dérivation du circuit dans un réfrigérateur à circulation d'eau, ce qui n'existe pas dans un coupleur.

4.3. TRANSMISSIONS HYDRAULIQUES PURES A TURBO-MACHINES

Le coupleur hydraulique, comme nous l'avons dit précédemment, n'est pas, à proprement parler, une transmission. Le transformateur de couple constitue à lui seul une transmission hydraulique, mais l'observation de la figure *230* montre immédiatement que cette transmission a un rendement déplorable dès qu'on s'éloigne sensiblement de la zone de rendement maximum.

Pour constituer une véritable transmission hydraulique, il est nécessaire d'utiliser plusieurs de ces éléments; en fait, seule la transmission Voith à un transformateur de couple et un coupleur peut être considérée comme une transmission hydraulique pure.

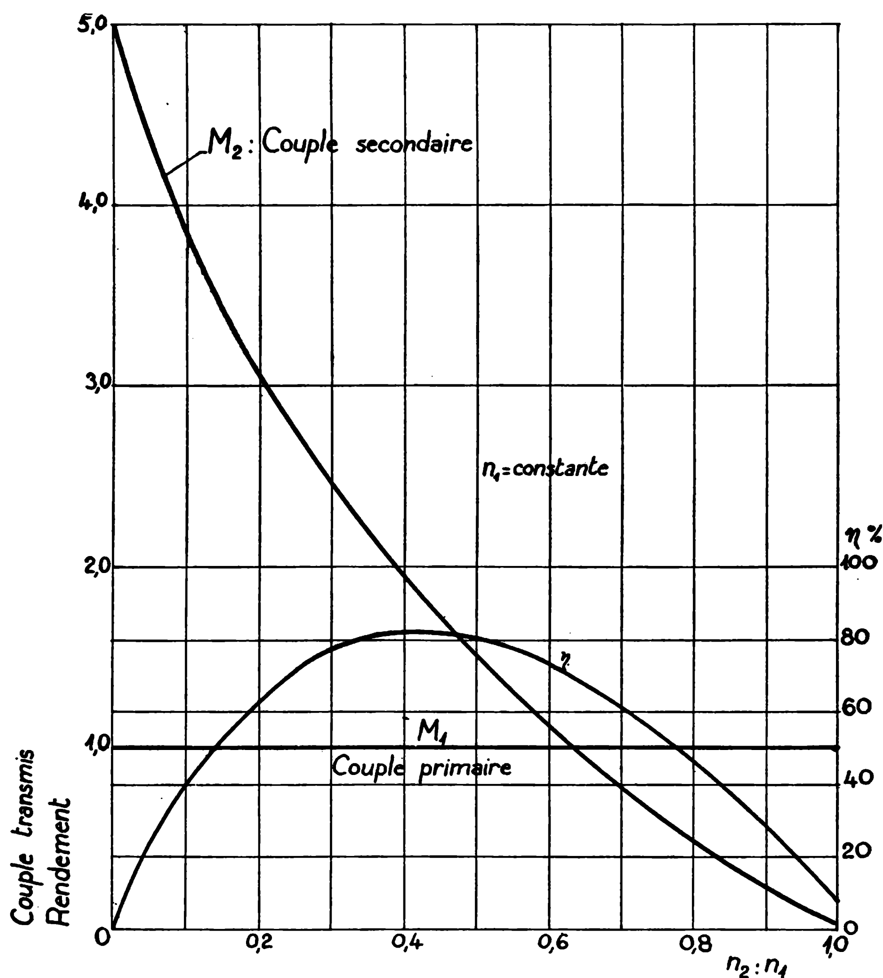


FIG. 230. — Caractéristiques d'un transformateur de couple.
Rapport $\left\{\dfrac{\text{vitesse sortie}}{\text{vitesse entrée}}\right.$

M_1 : Couple primaire (moteur); n_1 : Vitesse primaire; η : Rendement;
M_1 : Couple secondaire; n_2 : Vitesse secondaire.

Toutefois, nous citerons également la transmission Dynaflow, construite par Buick, qui est, en réalité, un transformateur de couple plus complexe comportant deux étages de réaction et des dispositifs de roue libre. Les systèmes Krupp et Brockhouse ont des principes analogues.

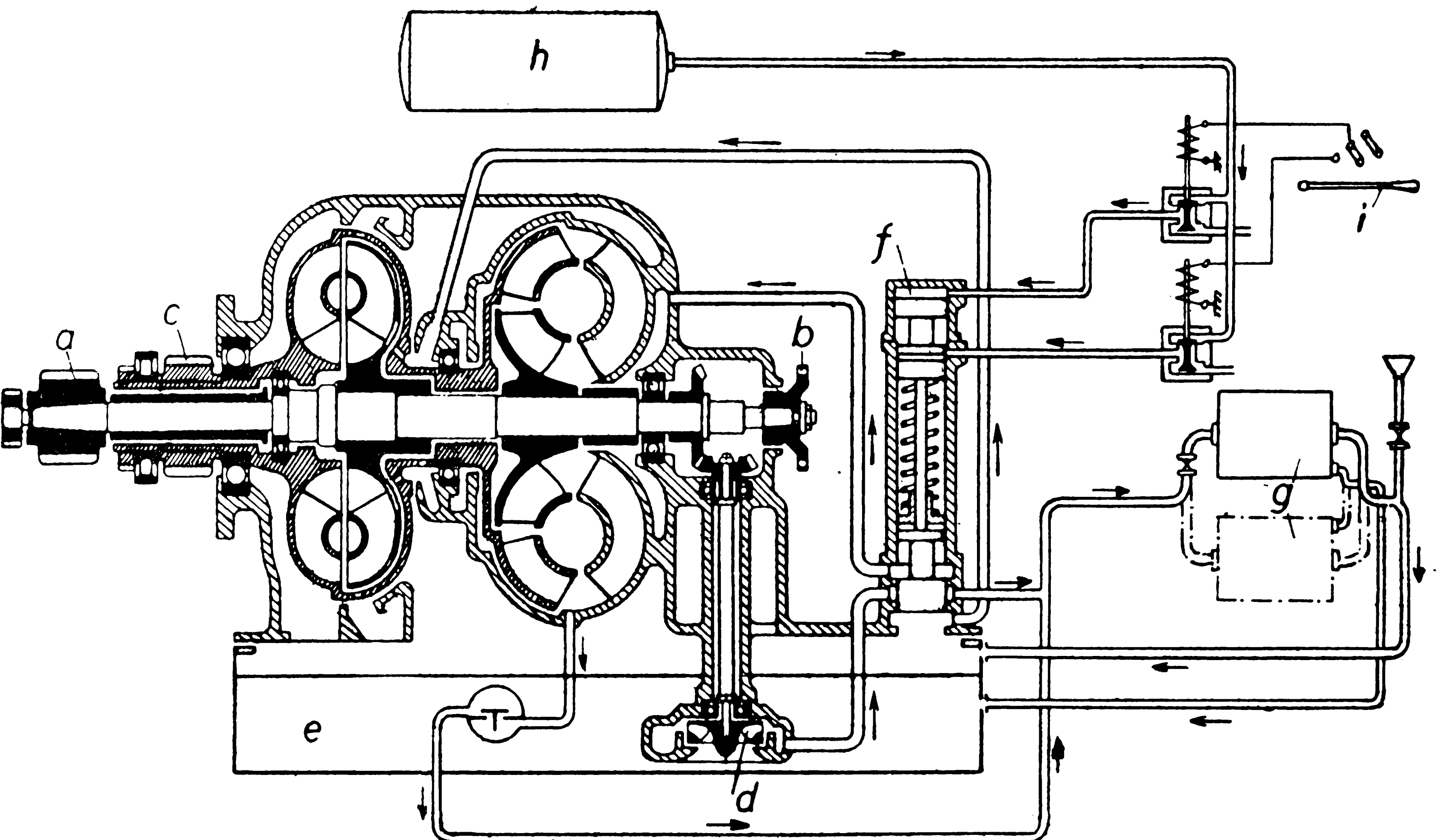


FIG. 231. — Transmission « Voith » à un transformateur et un coupleur : *a*) Primaire; *b*) Entraînement des machines auxiliaires; *c*) Attaque des essieux; *d*) Pompe de commande; *e*) Réservoir d'huile; *f*) Soupape de commande; *g*) Radiateur; *h*) Air comprimé; *i*) Levier de marche.

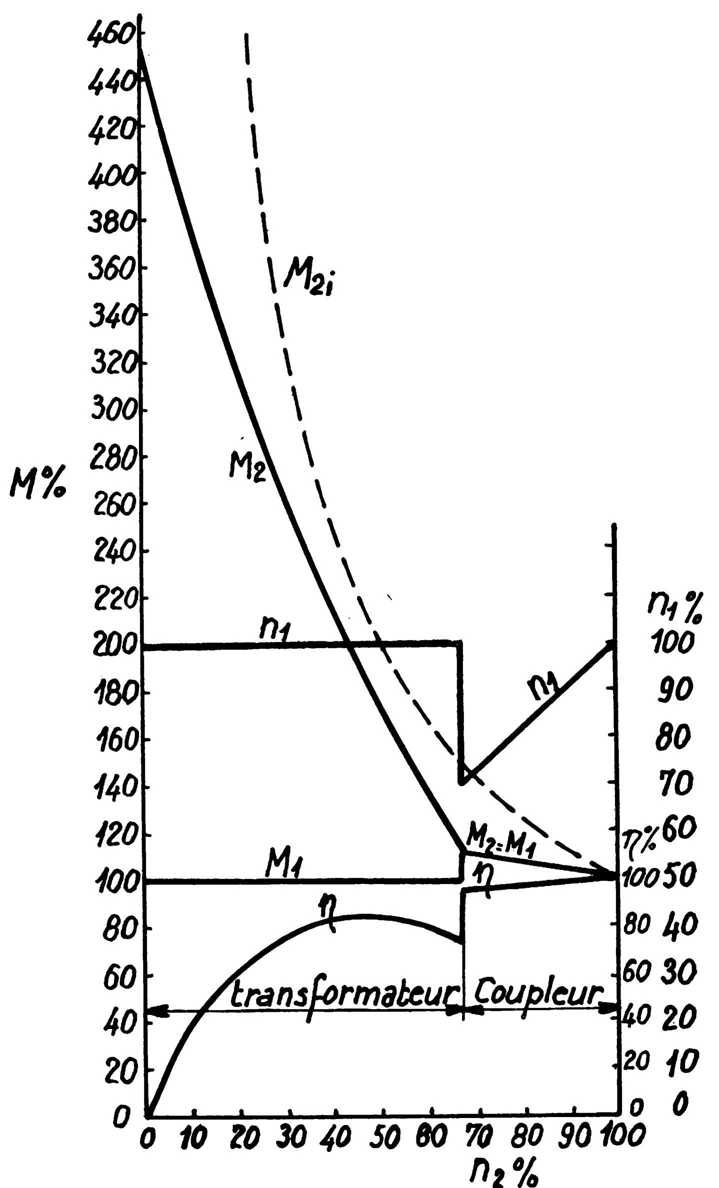


FIG. 232. — M_1 : Couple primaire (moteur); M_2 : Couple secondaire; M_{2i} : Couple secondaire idéal pour $n = 100$ %; n_1 : Vitesse primaire; n_2 : Vitesse secondaire; η : Rendement.

Ces transformateurs de couple améliorés étant utilisés généralement avec des trains d'engrenages, nous les étudierons avec les transmissions hydromécaniques.

D'autres combinaisons, comportant un transformateur de couple et un coupleur, ou deux transformateurs de couple, ou même un plus grand nombre de coupleurs et de transformateurs, possèdent également des trains d'engrenages et doivent aussi être considérées comme des transmissions hydromécaniques : nous les étudierons dans le chapitre réservé à ce type de transmissions.

4.3.1. Transmission hydraulique VOITH à un transformateur de couple et un coupleur.

Cette transmission (*fig. 231*) comporte un transformateur et un coupleur dont les pompes sont calées toutes deux sur l'arbre primaire. La turbine du transformateur et le secondaire du coupleur sont calés tous deux sur un même manchon qui entoure l'arbre primaire et constitue l'arbre secondaire.

L'ensemble se place dans un carter commun formant réservoir d'huile et portant, en outre, les aubages de réaction du transformateur de couple.

Une circulation d'huile est assurée par une pompe entraînée par le primaire et un renvoi à couple conique. L'huile fournie par cette pompe passe dans le corps d'un servo-moteur, commandé par des électro-valves, d'où elle est envoyée, soit au transformateur de couple tant que la vitesse du secondaire est inférieure à une certaine valeur, soit au coupleur.

On obtient ainsi les caractéristiques données par la figure *232*.

CHAPITRE V

TRANSMISSIONS VOLUMÉTRIQUES

5.1. GENERALITES

5.1.1. Puissance.

Nous avons vu que l'énergie utilisable d'un liquide était, par unité de volume :

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{P}{p} + h,$$

exprimée sous la forme d'une hauteur de chute.

Dans les transmissions volumétriques, la vitesse de circulation est faible (quelques mètres par seconde) et le fluide décrit un cycle à la fin duquel vitesse et hauteur reprennent les mêmes valeurs. L'échange d'énergie se fait uniquement par variation de pression.

Une telle transmission est constituée par une pompe volumétrique alimentant un moteur semblable (récepteur). La pression fournie à la sortie de la pompe est P_1, celle restituée par le récepteur P_2, et l'énergie utilisable est :

$$H = \frac{P_1 - P_2}{p}$$

(rappelons que p est le poids spécifique du fluide). La pression P_2 est souvent la pression atmosphérique, mais ce n'est pas obligatoire. Toutefois, si le fluide (huile, le plus souvent) travaille en circuit fermé, il faut prévoir une possibilité de dilatation (cloche ou reniflard).

Le débit est Q en volume et Qp en poids et, par suite, la puissance primaire est :

$$W_1 = Qp\,\frac{P_1 - P_2}{p} = Q\,(P_1 - P_2).$$

On notera que, contrairement aux turbo-machines, elle ne dépend pas du poids spécifique, mais uniquement du débit.

5.1.2. Capsulisme.

La réalisation de capacités étanches à volume variable, permettant l'aspiration et le refoulement d'un fluide, s'appelle un « capsulisme ». Le système de capsulisme le plus connu est l'ensemble cylindre-piston.

Il existe de nombreux types de pompes et de récepteurs. Le problème le plus ardu est celui de la variation du débit, la plupart des transmissions travaillant à pression constante. En général, la solution choisie pour l'élément à débit variable (pompe ou récepteur) est conservée pour l'autre.

Les pompes à pistons, à palettes, à engrenages sont utilisées. Dans les pompes à pistons, on règle le débit en faisant varier la course. Dans les autres systèmes, on peut n'utiliser qu'une fraction de la durée de refoulement ou faire varier le volume des chambres réalisant le capsulisme.

Pompe ou récepteur, ou les deux, peuvent fonctionner à débit variable pour assurer la variation de la vitesse et du couple.

5.2. TRANSMISSIONS A PISTONS A COURSE VARIABLE

5.2.1. Transmission HELE-SHAW.

Dans ce système, la pompe est constituée par un bloc-cylindres rotatif entraîné par l'arbre primaire. Les pistons comportent des coulisseaux de guidage qui glissent dans une rainure circulaire. Cette rainure est portée par un tambour dont la position peut être plus ou moins excentrée par rapport à l'axe primaire : en position d'excentrement maximum, la course des pistons est maximum. En position centrée du tambour, la course est nulle. L'aspiration et le refoulement de l'huile se font par l'axe qui sert de distributeur (*fig. 233*).

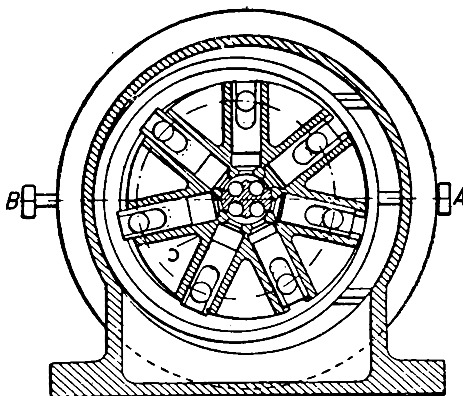


FIG. 233.

Le moteur est constitué, comme la pompe, d'un bloc-cylindres tournant, mais la course des pistons est fixe. Les pistons s'appuient sur des galets dont le chemin de roulement est elliptique (*fig. 234*).

Les systèmes Janney et Lauf-Thoma utilisent des éléments sensiblement analogues.

L'inconvénient essentiel de ces transmissions réside dans l'importance des efforts biais entre pistons et cylindres et dans la disproportion relative entre les couples transmis et les forces exercées sur les carters.

Ce dernier phénomène, dû aux faibles excentrements utilisés, est d'ailleurs commun à presque toutes les transmissions volumétriques.

5.2.2. Variateur NAEDER.

Dans ce cas, les deux blocs-cylindres, pompe et moteur, sont fixes et comportent chacun deux groupes de huit cylindres.

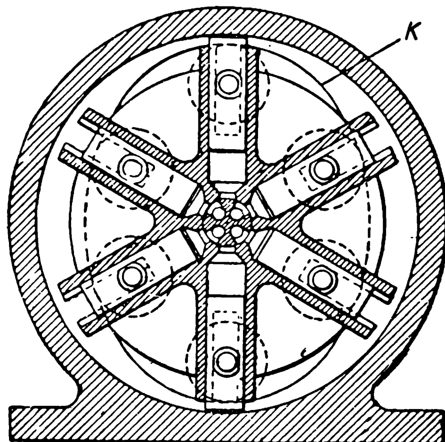


Fig. 234.

Les pistons de la pompe sont mus par le déplacement, en mouvement excentrique, d'un octogone sur lequel s'appuient les bases de tous les pistons. Ceux-ci sont repoussés vers le centre par des ressorts. Le réglage de la vitesse se fait par variation de l'excentrement de l'octogone, par un jeu de cylindres à génératrices inclinées sur l'axe (*fig. 235*).

Le moteur comporte un dispositif analogue avec un octogone à excentrement fixe.

La distribution à la pompe et au moteur se fait par des glissoirs plans à mouvement excentrique, ce qui favorise l'étanchéité.

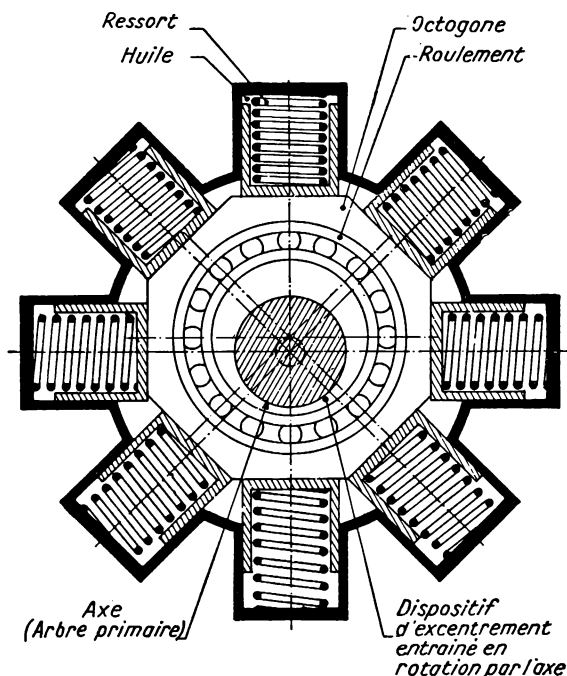


Fig. 235. — Schéma simplifié de la pompe du variateur « Naeder ».

5.2.3. Transmission HYDRO-TITAN.

Le variateur Hydro-Titan se compose de deux unités identiques pouvent fonctionner indifféremment comme pompe ou récepteur à débit variable (*fig. 236*).

L'unité se compose de :

— un ensemble de sept pistons articulés sur un plateau d'entraînement;

— un ensemble de sept cylindres constituant un barillet;

— un distributeur présentant deux ouvertures semi-circulaires : une d'admission et une d'échappement;

— un bloc piriforme dans lequel sont enfermés les organes ci-dessus.

Ce bloc est articulé autour d'un axe passant par les deux orifices d'admission et d'échappement.

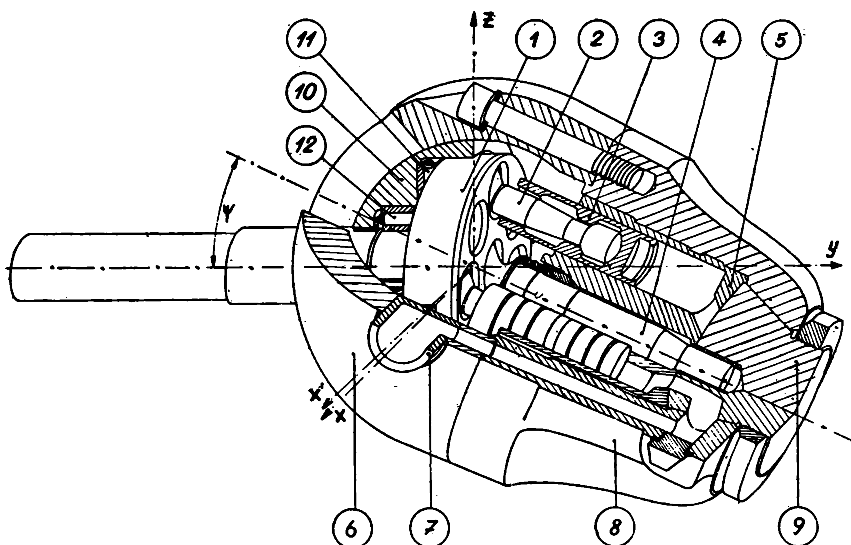


FIG. 236. — Unité Hydro-Titan : 1. Plateau d'entraînement des pistons. — 2. Tige de piston. — 3. Piston. — 4. Axe central. — 5. Bloc cylindre ou barillet. — 6. Carter piriforme (partie supérieure). — 7. Tubulure servant d'axe d'articulation. — 8. Carter piriforme (partie inférieure). — 9. Distributeur à surface sphérique. — 10. Hémisphère d'articulation. — 11. Butée. — 12. Roulement.

Le fonctionnement est basé sur la variation de l'angle que peut former l'axe du plateau avec l'axe du barillet. Le volume balayé par les pistons dans leurs cylindres est fonction de cet angle qui peut prendre toute valeur de + 25° à — 25°.

Dans sa rotation, l'arbre primaire entraîne le plateau et, par l'intermédiaire des pistons, le barillet.

Le carter piriforme, l'hémisphère d'articulation et le distributeur ne tournent pas. Leur inclinaison sur l'axe des tubulures détermine la course des pistons.

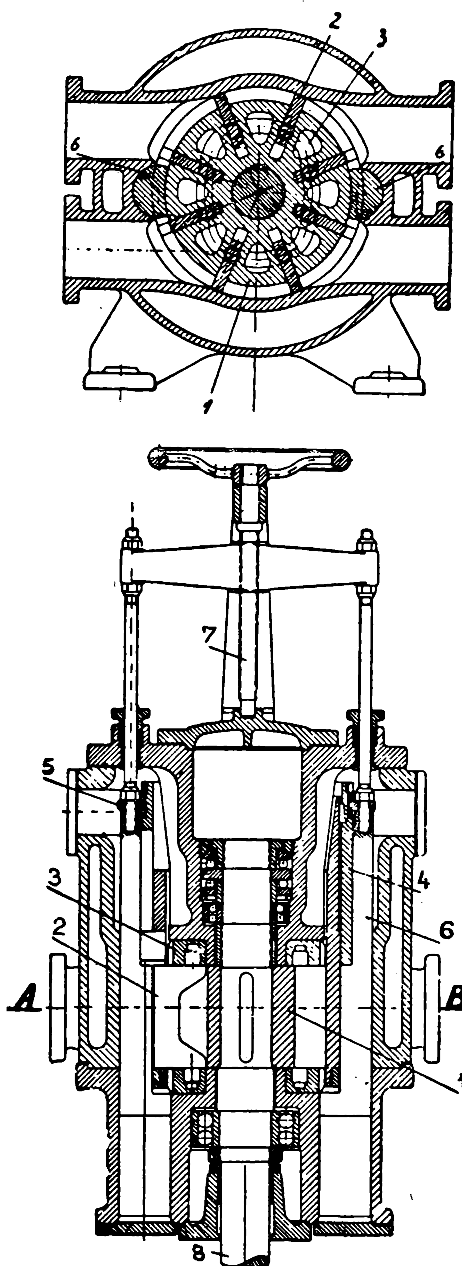


FIG. 237 et 238. — Transmission Schwarzkopff-Huwiler.

Les deux unités, primaire et secondaire, peuvent avoir des inclinaisons variables et différentes. On conçoit que la gamme de variation de vitesse soit théoriquement infinie.

Le rendement varie avec les rapports de démultiplication et atteindrait, dans les meilleures conditions 80 à 85 % pour des rapports voisins de l'unité.

5.3. TRANSMISSIONS A VARIATION DE VOLUME AXIALE

5.3.1. Transmission SCHWARZKOPFF-HUWILER.

L'élément essentiel de cette transmission est une pompe à palettes à débit variable (*fig. 237* et *238*).

Cette pompe comporte un rotor à encoches 1, entraînant des palettes 2 à mouvement radial. Les palettes sont munies à leurs extrémités d'axes portant des galets guidés dans des canaux 3 aménagés dans les flasques. Les canaux sont tracés de façon à provoquer l'effacement des palettes lorsqu'elles passent devant les séparations 6 entre les chambres d'aspiration et de refoulement.

Une douille de réglage cylindrique 4 peut coulisser entre le rotor et le stator. Elle porte des encoches pour le passage des lames.

Son déplacement axial entraîne en même temps celui des séparations 6. Elle comble

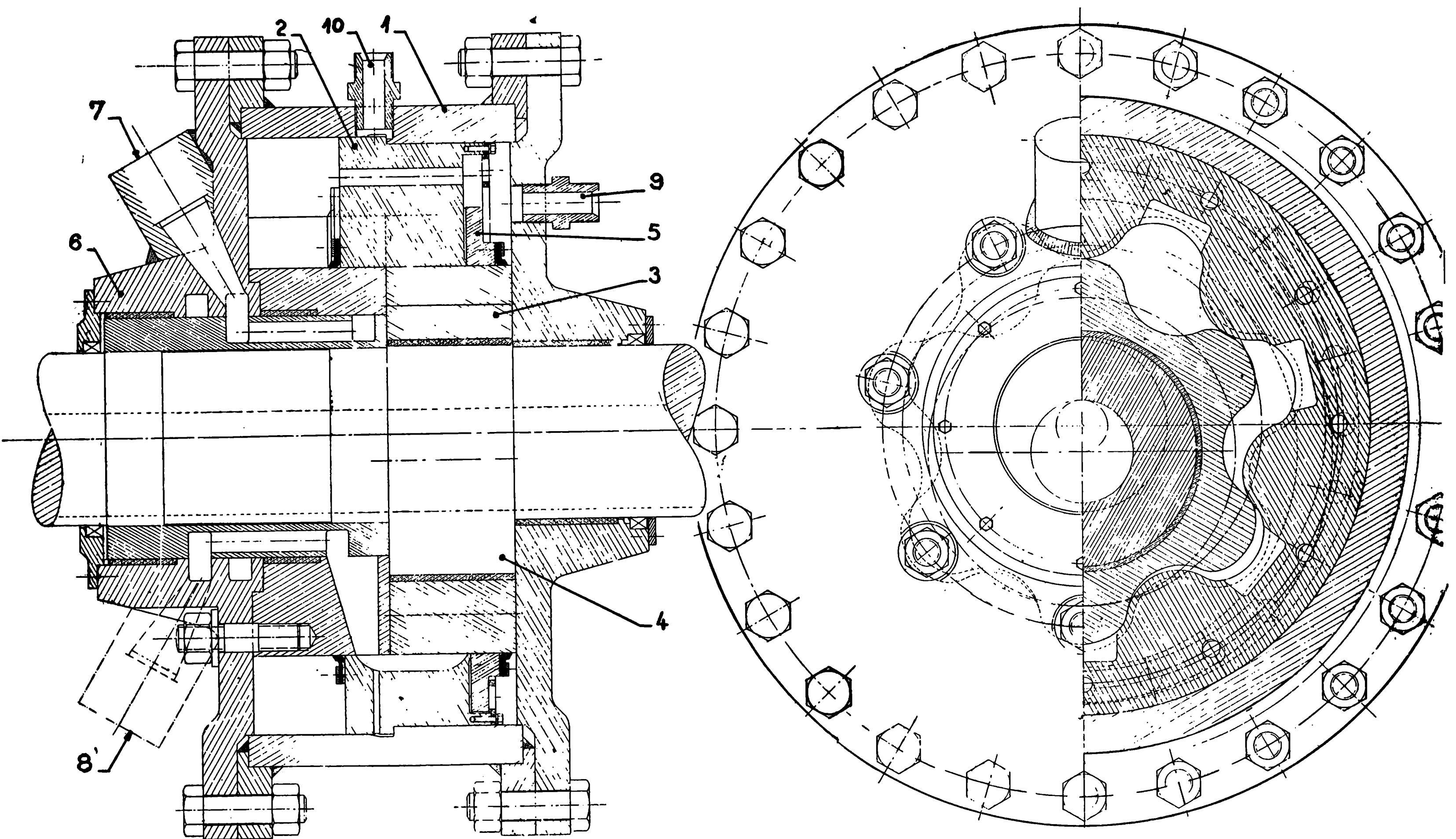


Fig. 239 et 240. — Transmission Patin. Moteur hydraulique : 1. Carter. — 2. Stator coulissant. — 3. Rotor. — 4. Excentrique. — 5. Obturateur. — 6. Distributeur. — 7. Arrivée d'huile. — 8. Départ d'huile. — 9. Arrivée d'huile d'équilibrage des pressions. — 10. Fuite d'embrayage.

donc ainsi, d'une façon plus ou moins complète, les chambres de la pompe, ce qui permet de faire varier le débit. Le déplacement est obtenu à l'aide d'une vis sans fin.

Le moteur est de conception analogue, mais ne comporte pas de douille de réglage.

Le rendement varie de 70 à 83 %.

5.3.2. Transmission PATIN.

L'auteur a breveté récemment une transmission basée sur le principe suivant :

Le capsulisme est réalisé à l'aide de deux engrenages intérieurs dont l'un comporte une dent de moins que l'autre [1]. L'engrenage extérieur

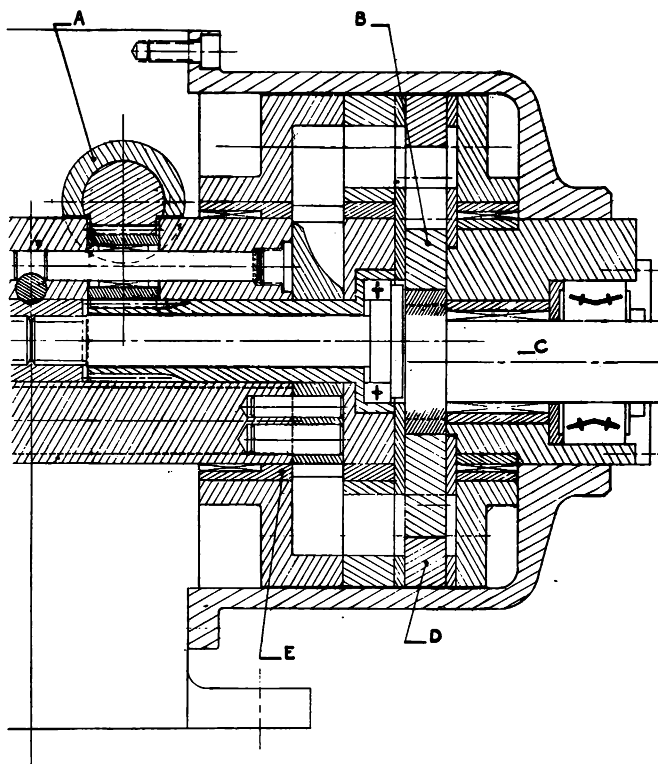


Fig. 241. — Elément de variateur hydro-volumétrique à engrenages cycloïdaux : A. Servo-moteur du distributeur. — B. Rotor-pignon. — C. Arbre de prise de mouvement. — D. Rotor-couronne. — E. Distribution cylindrique.

1. Ce principe, connu depuis longtemps, n'a guère été utilisé jusqu'à présent (pompes Gérotor), sans doute à cause des difficultés de réalisation pratique. Les transmissions Klatte et Patin utilisent des tracés différents, comme on s'en rendra aisément compte sur les figures *240* et *243*, facilement usinables.

fixe sert de stator, l'engrenage est entraîné par un excentrique. L'admission et le refoulement sont assurés par un ou deux distributeurs tournant à la vitesse de l'excentrique.

L'élément à débit variable comporte un stator 1 coulissant sur un manchon 2 de même tracé épousant intérieurement sa forme. La fermeture des chambres est assurée par un disque 3, coulissant sur le rotor 4 et dont l'alésage intérieur épouse rigoureusement la forme de ce rotor.
L'admission et l'échappement sont assurés par un distributeur unique 5 (*fig. 239* et *240*).

En choisissant le récepteur comme élément variable et en utilisant pour équilibrer les efforts axiaux sur le disque 3 et le stator 4 la pression de l'huile fournie par la pompe, il semble que l'on puisse obtenir une transmission autorégulatrice, solution idéale en matière de traction. Le fonctionnement à puissance constante a lieu sous pression constante.

La variation de vitesse (ou de débit) peut être obtenue également, sans pièces coulissantes, par décalage de la distribution (*fig. 241*).

5.4. TRANSMISSIONS A REFOULEMENT VARIABLE

5.4.1. Transmission LENTZ.

Elle comporte, comme la transmission Schwarzkopff, une pompe P et un moteur M à palettes guidées, effacées au moment où elles passent du secteur refoulement au secteur aspiration (*fig. 242*).

En réalité, la pompe est constituée de plusieurs pompes en parallèle sur le même axe. Un jeu de tiroirs TT' permet d'envoyer au moteur l'huile refoulée par une ou plusieurs de ces pompes élémentaires, les autres étant court-circuitées par la mise en relation du refoulement avec l'aspiration.

Il s'agit donc d'une transmission discontinue, dont le rendement varie de 65 à 80 %.

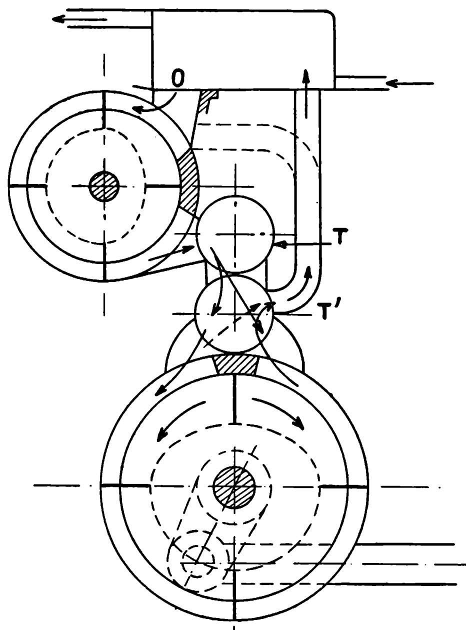


Fig. 242. — Transmission Lentz, représentation schématique.

5.4.2. Transmission KLATTE-NUBLING.

Elle est basée sur le principe de capsulisme décrit plus haut, comportant deux engrenages intérieurs, dont les nombres de dents ne diffèrent que d'une unité.

Elle est utilisée sur des véhicules routiers qui comportent un récepteur dans chaque roue motrice.

Les deux roues dentées de chaque récepteur, excentrées l'une par rapport à l'autre, tournent devant des orifices fixes d'admission et de refoulement (*fig. 243*).

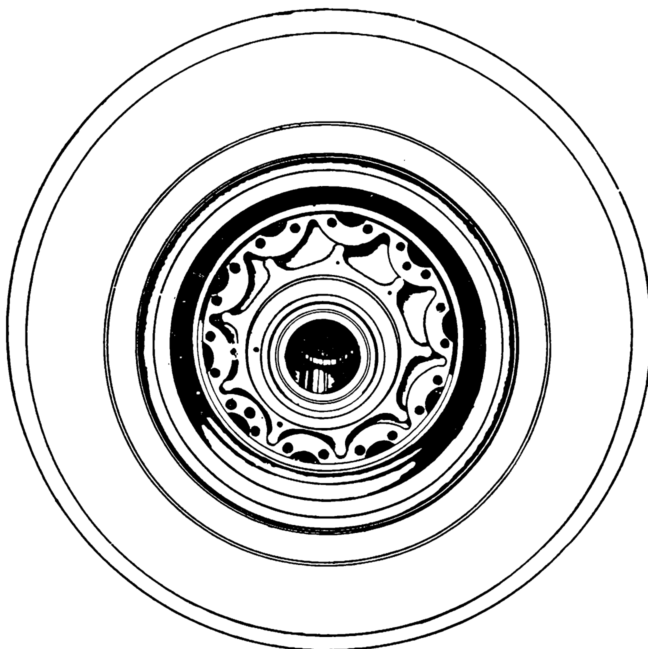


Fig. 243. — **Moteur de la transmission Klatte.**

La pompe est de construction analogue. Le refoulement se fait par l'intermédiaire d'un tiroir qui répartit l'huile entre les canalisations d'amenée aux récepteurs et un by-pass de retour à l'aspiration. La position de ce tiroir est commandée par un régulateur centrifuge.

La quantité d'huile refoulée variant alors que le moteur travaille à puissance constante, la pression de fonctionnement est également variable.

CHAPITRE VI

TRANSMISSIONS HYDROMÉCANIQUES

6.1. GENERALITES

Les transmissions hydromécaniques sont constituées par des combinaisons d'éléments de transmissions mécaniques et hydrauliques : trains d'engrenages, baladeurs, crabots, éventuellement embrayages; coupleurs, convertisseurs de couples, etc.

La présence d'éléments hydrauliques introduit dans les transmissions la progressivité et la souplesse qui font généralement défaut aux transmissions mécaniques pures. Par contre, elle provoque assez souvent une baisse de rendement due aux pertes dans l'huile des éléments hydrauliques.

On peut distinguer deux familles principales de transmissions hydromécaniques :

a) Les transmissions composites, constituées d'un coupleur suivi d'une transmission mécanique. Nous en avons cité plusieurs exemples sur lesquels nous ne reviendrons pas.

Le coupleur et la boîte sont montés en série et n'ont pas d'autre liaison entre eux que l'arbre de sortie du coupleur, qui est en même temps arbre primaire de la boîte. Coupleur et boîte sont généralement fournis par des constructeurs différents.

b) Les transmissions intégrées, dans lesquelles les éléments hydrauliques font partie de l'ensemble. La plupart d'entre elles comportent des dispositifs plus ou moins poussés d'automatisme.

6.2. TRANSMISSIONS A UN SEUL COUPLEUR HYDRAULIQUE

Elles dérivent des transmissions composites et sont surtout utilisées actuellement dans la construction automobile américaine. Elles com-

portent souvent un embrayage se substituant au coupleur lorsque l'on est au voisinage du synchronisme, à chaque démultiplication, pour améliorer le rendement.

Le passage d'une vitesse à la suivante se fait automatiquement, soit à l'aide d'un système à dépression (Vacamatic, de Chrysler), soit par le jeu de la pression donnée à l'huile par des pompes à engrenages et par un système de clapets (Hydramatic, de la General Motors). Citons également la transmission S. S. S. construite par Sinclair.

6.3. TRANSMISSIONS A UN SEUL TRANSFORMATEUR DE COUPLE. BOITE MEKYDRO

La boîte Mekydro, construite par Maybach, résulte de la combinaison en série d'une boîte de vitesses mécanique du type classique, c'est-à-dire à pignons et à crabots, et d'un transformateur de couple hydraulique, disposé en tête.

L'arbre de sortie de ce transformateur constitue l'arbre d'entrée de la boîte de vitesses. Il est relié successivement avec chacun des trains d'engrenages dont la combinaison, au moyen des crabots, permet d'obtenir la gamme des vitesses.

Le schéma de la constitution intérieure de cette boîte fait l'objet de la figure *244*.

La boîte Mekydro présente deux particularités :

— les crabots, qui réalisent les différentes combinaisons d'engrenages constituant les quatre vitesses, sont conçus de façon à ne pouvoir s'enclencher que lorsque la synchronisation de la vitesse des pièces à solidariser est effective; tant que cette condition n'est pas remplie, le crabot refuse l'entrée des dents, sans dommage ni usure, par simple « cliquetage »;

— la synchronisation en question est provoquée automatiquement et rapidement, le moment venu, non pas par le cône à friction des boîtes mécaniques classiques, mais par le transformateur hydraulique.

A cet effet, le secondaire (turbine) du transformateur comporte, en plus de l'aubage normal de traction, un petit aubage complémentaire. La mise automatique en circuit de ce dernier a pour effet de freiner l'arbre d'entrée de la boîte à engrenages jusqu'à ce que, la synchronisation devenant effective, le crabot s'enclenche dans le pignon à accoupler.

L'entrée de la boîte s'effectue par un train multiplicateur destiné à donner, au transformateur et aux engrenages qui le suivent, une vitesse suffisamment élevée pour que leurs dimensions soient aussi réduites que possible.

La sortie attaque un inverseur de marche à engrenages, constituant également réducteur, dont le rapport est établi de façon à obtenir la vitesse de marche désirée.

Le fonctionnement détaillé de cette boîte est étudié à l'annexe III.

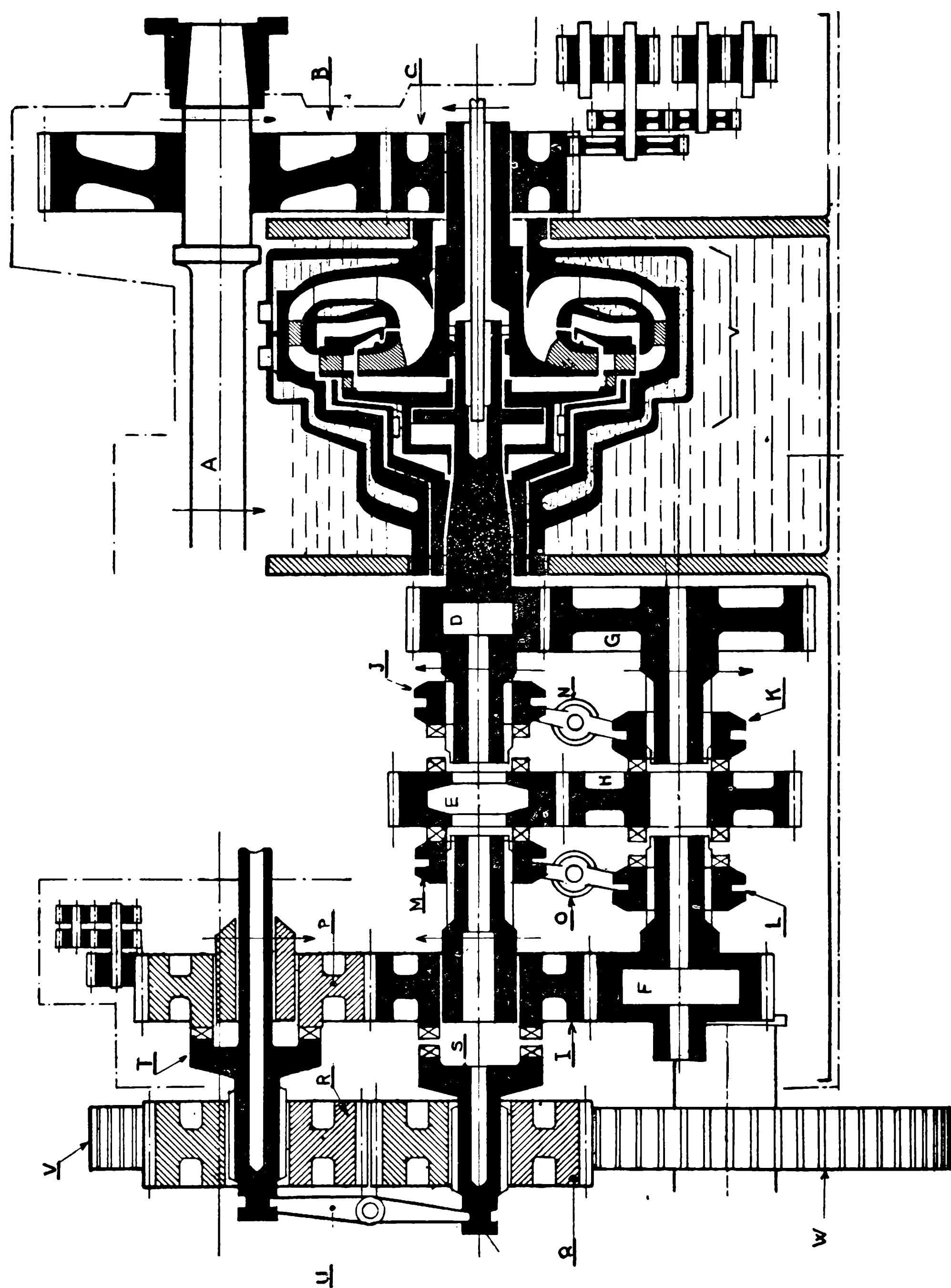


FIG. 244. — Boîte de vitesses « Mekydro » (Société Maybach).

La figure *245* représente les courbes d'efforts de traction et de puissance d'un engin à deux essieux moteurs chargés chacun à 15 t, équipé d'un moteur de 800 ch et d'une boîte Mekydro, ainsi que les courbes idéales correspondantes.

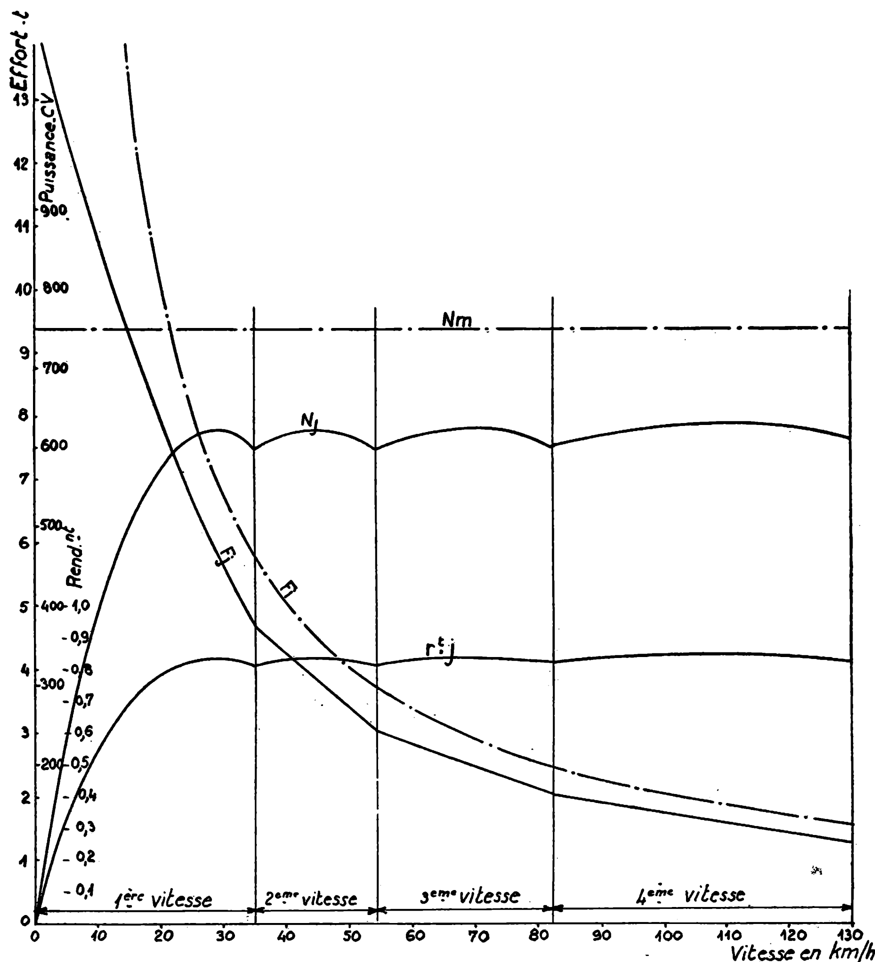


FIG. 245. — Engin à deux essieux moteurs de 15 tonnes chacun. Vitesse maximum 130 km/h. — Nm : Puissance moteur. — Nj : Puissance à la jante. — r^tj : Rendement à la jante. — Fi : Effort théorique à puissance constante. — Fj : Effort à la jante.

On notera que le rendement total de la transmission ne dépasse pas 84 %, du fait de l'interposition permanente du transformateur de couple qui, cependant, fonctionne presque toujours dans sa zone de rendement maximum.

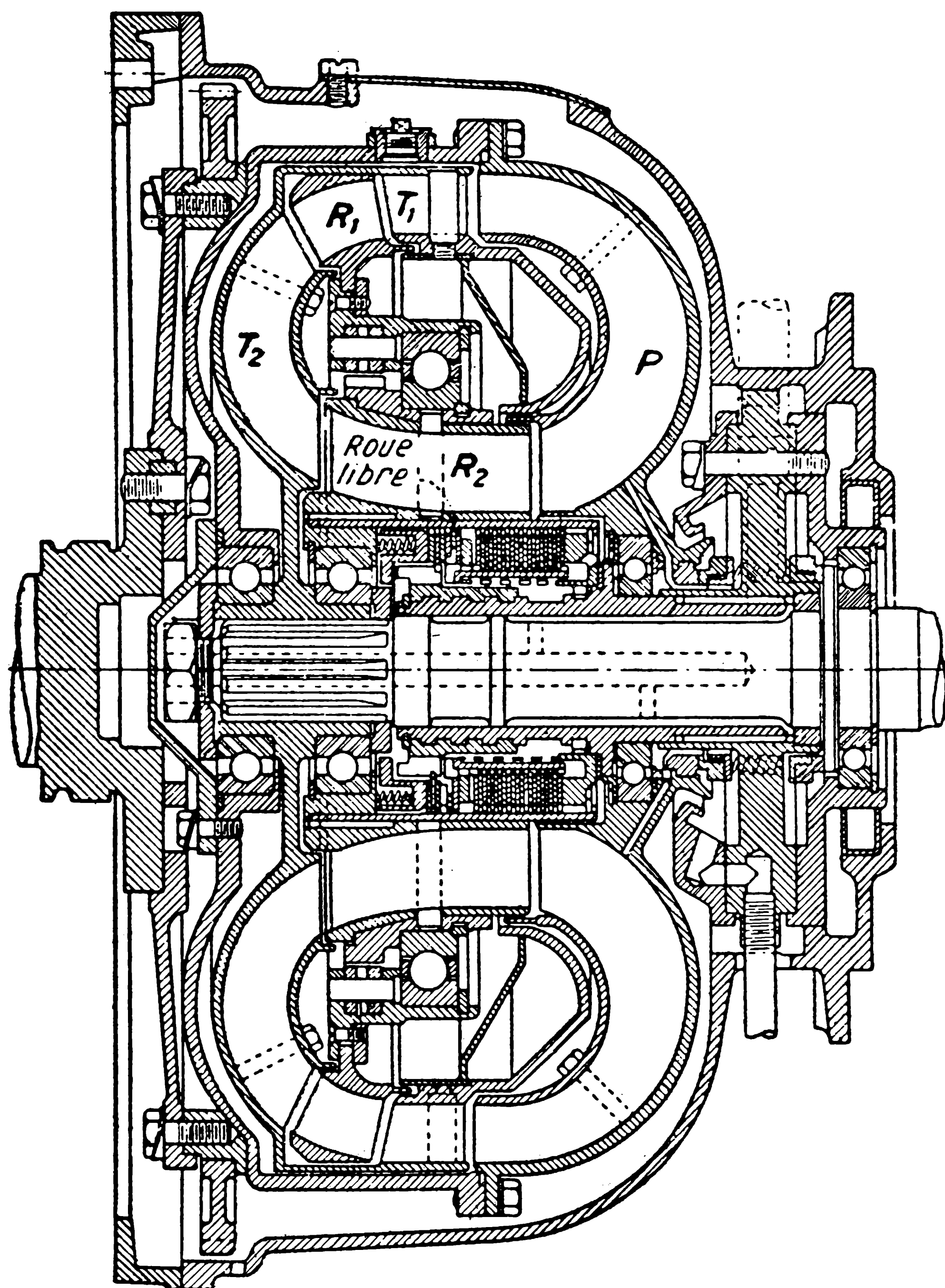


Fig. 246. — Convertisseur « Brockhouse ».

Cette transmission équipe des autorails et fourgons automoteurs de la Deutsche Bundesbahn et un certain nombre d'autorails français types ADP et RGP à moteur Grosshans de 825 ch.

6.4. TRANSMISSIONS A TRANSFORMATEUR DE COUPLE AMELIORE

Le rendement des transformateurs de couple classiques n'est convenable que dans une zone assez étroite de démultiplication.

Certains convertisseurs de couple, comme celui de la Twin Disc Co, comportent une turbine à plusieurs étages (jusqu'à 3) et, par suite, un nombre égal d'étages de réaction.

Le convertisseur Krupp est un transformateur de couple avec une turbine à trois étages. Les ailetages de réaction sont montés sur une roue libre; lorsque la différence des vitesses entre l'impulseur et la turbine devient faible, le contre-couple s'annule et le bâti portant les étages de réaction est entraîné avec le primaire et le secondaire. L'ensemble fonctionne alors sensiblement comme un coupleur.

Le « turbo-transmetteur Brockhouse » comporte une turbine à deux étages de réaction R_1 et R_2, dont l'un est monté en roue libre sur un carter fixe, l'autre en roue libre sur le premier. Leur action disparaît donc à partir d'une certaine vitesse. L'ensemble se comporte comme un transformateur de couple dont les aubages auraient été dessinés pour deux vitesses différentes. Le rendement est donc meilleur que dans un convertisseur ordinaire à un seul étage (*fig. 246*).

Lorsque les deux étages sont entraînés, l'ensemble fonctionne comme un coupleur.

Le convertisseur Torqmatic équipe les transmissions de la General Motors, Dynaflow (Buick) et Power-Glide (Chevrolet).

Il possède deux éléments de réaction F et G montés en roues libres, le premier sur un carter fixe I, et le second sur le premier, et disposés à la suite l'un de l'autre.

La pompe C comporte également un étage principal et un élément D monté en roue libre sur cet étage et placé immédiatement à la suite des éléments de réaction sur le circuit de l'huile (*fig. 247*).

Dans toutes ces transmissions, des trains d'engrenages hélicoïdaux ou épicycloïdaux sont disposés à la suite du convertisseur de couple et commandés par des dispositifs à pression d'huile.

6.5. TRANSMISSION VOITH A DEUX TRANSFORMATEURS DE COUPLE

Les deux transformateurs de couple de cette transmission ont leurs roues-pompes calées sur un arbre commun entraîné par le moteur au moyen d'un engrenage multiplicateur. Le rapport de cet engrenage est

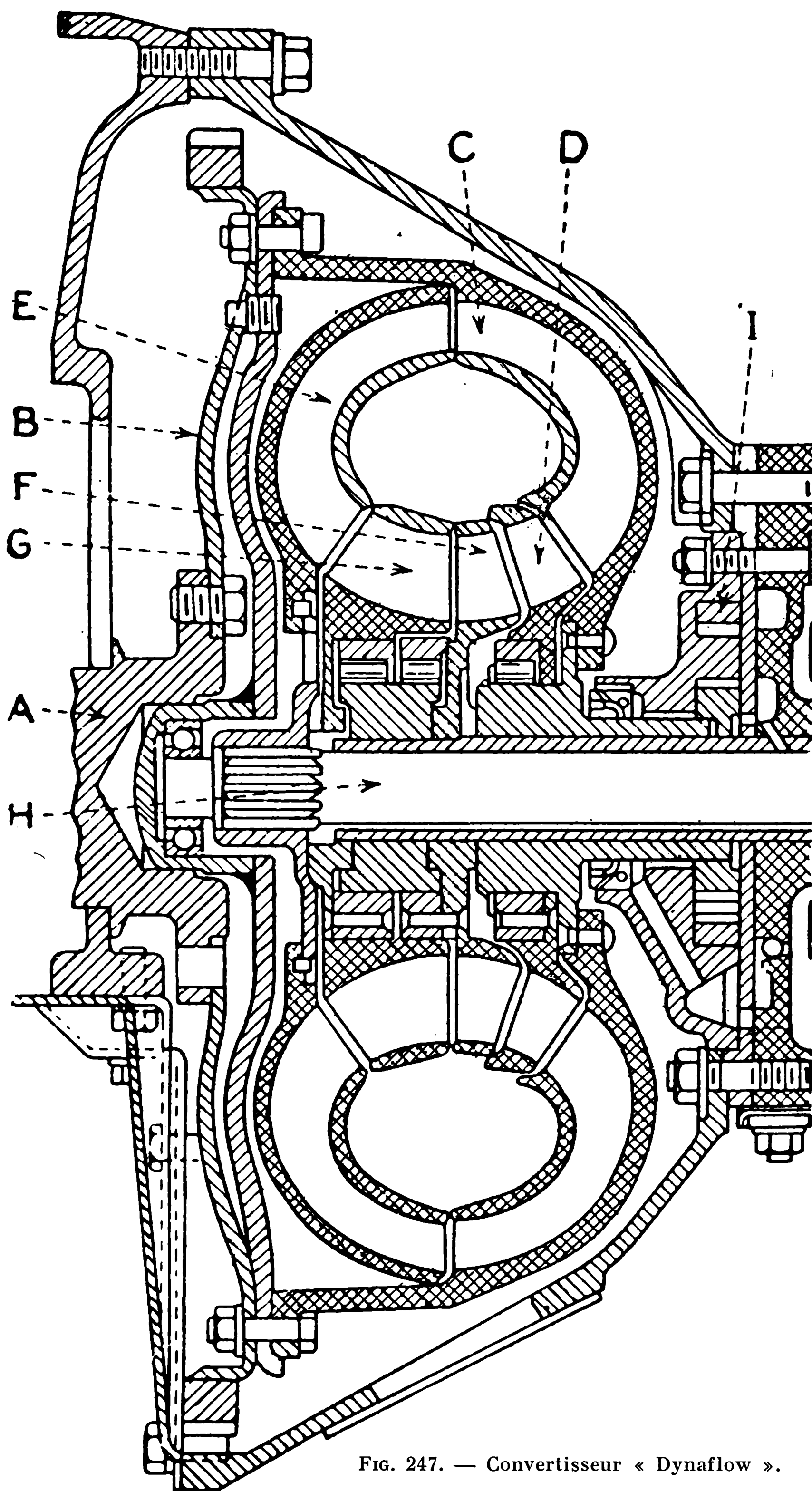


Fig. 247. — Convertisseur « Dynaflow ».

choisi de façon à donner aux transformateurs et aux organes qui les suivent une vitesse suffisamment élevée pour que leurs dimensions soient aussi réduites que possible (*fig. 248*).

Les deux transformateurs sont mis successivement en service par remplissage et vidange de leur circuit d'huile. Ces deux appareils sont identiques, mais leur roue turbine est liée à des engrenages démultiplicateurs d'un rapport différent, ce qui permet d'obtenir deux vitesses de marche.

Le remplissage et la vidange des transformateurs se font automatiquement au moyen des appareils à pression d'huile suivants :

— une pompe à huile, pour le remplissage des transformateurs, commandée par des engrenages en liaison avec l'arbre d'entrée;

— une pompe de régulation montée sur l'arbre secondaire et dont l'effet sur le régulateur qu'elle commande est, par conséquent, fonction directe de la vitesse de marche;

— une pompe de régulation commandée par l'arbre d'entrée; son effet, qui est destiné à corriger ou à compléter celui de la précédente, est donc fonction directe de la vitesse du moteur et, par conséquent, de la charge imposée à ce dernier;

— un régulateur à pistons et tiroirs, actionné par les deux pompes précédentes;

— un distributeur à pistons et tiroirs.

En 1re vitesse, le transformateur I, rempli d'huile, attaque l'arbre secondaire par l'engrenage *f - g;* le transformateur II est vide.

En 2e vitesse, le transformateur II, rempli d'huile, attaque l'arbre secondaire par l'engrenage *h - i;* le transformateur I est vide.

La vidange et le remplissage des deux transformateurs de couple et le passage de l'un à l'autre se font automatiquement dans les deux sens par le jeu du régulateur.

Cette transmission peut comporter un changeur de régime pour l'utilisation sur un locotracteur.

La figure *249* donne le rendement et l'effort à la jante en fonction de la vitesse pour une telle transmission.

6.6. TRANSMISSION VOITH A UN TRANSFORMATEUR DE COUPLE ET DEUX COUPLEURS

L'inconvénient des deux types de transmissions précédemment décrits est de faire passer l'effort par l'intermédiaire d'un transformateur de couple, ce qui permet d'obtenir une puissance sensiblement constante, mais au prix d'une perte de rendement.

Pour l'améliorer, on peut utiliser des coupleurs avant chaque démultiplication, mais, dans ce cas, on n'a un bon rendement qu'à la pleine vitesse du moteur. De plus, le coupleur rétablit une liaison quasi

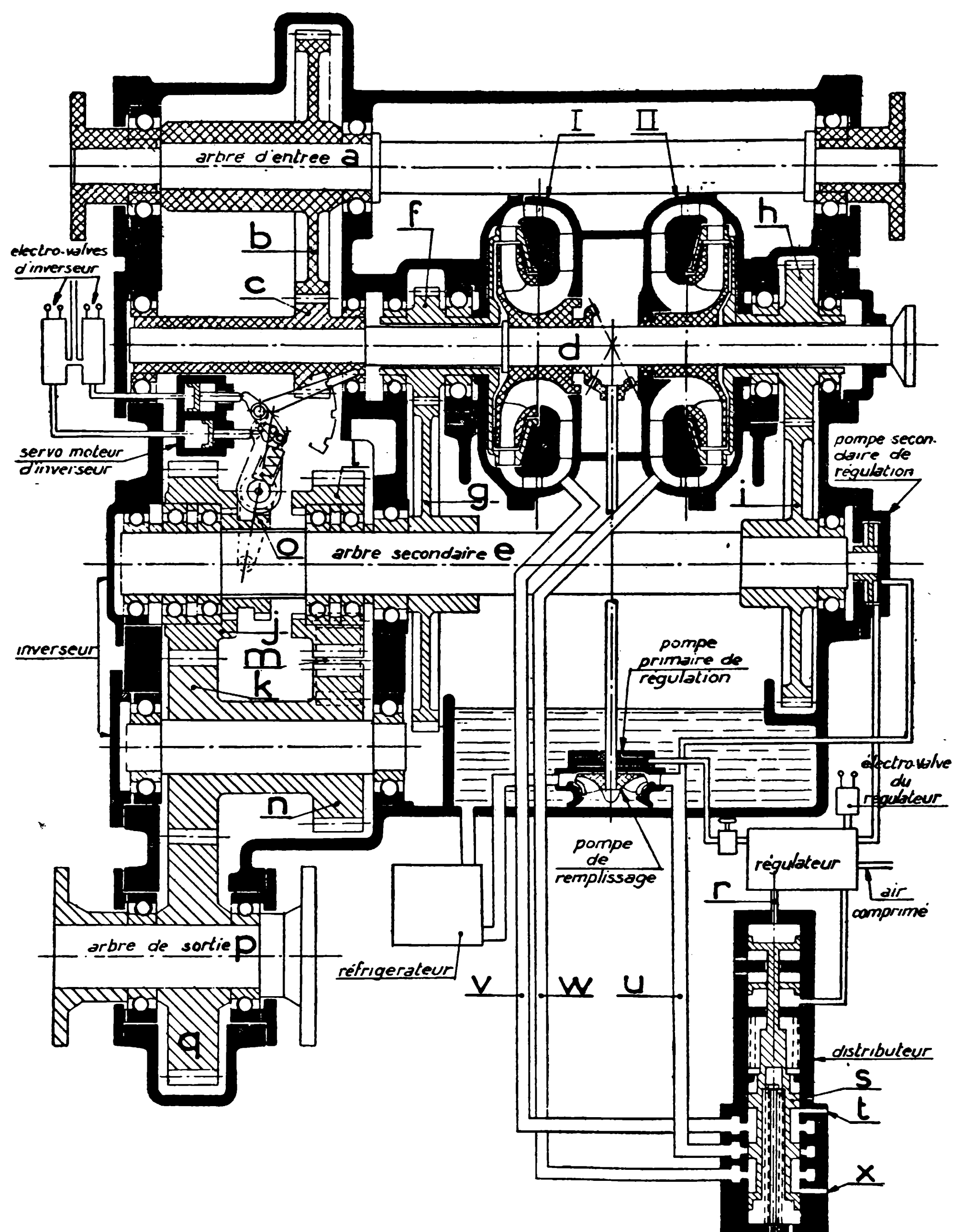


FIG. 248. — Transmission « Voith » à deux transformateurs.

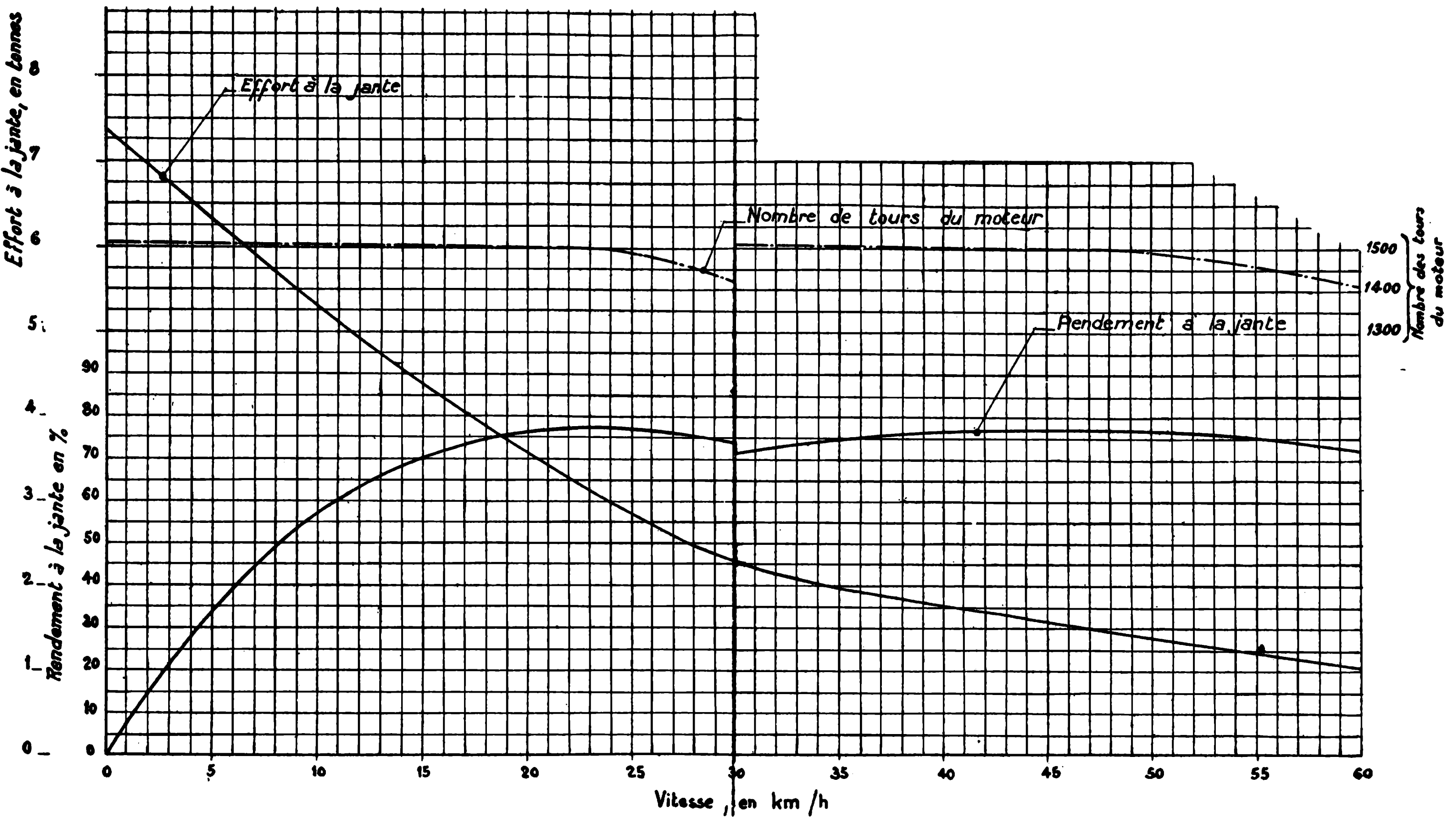


FIG. 249. — Transmission « Voith » à deux transformateurs. Courbes caractéristiques.

rigide entre la vitesse de l'engin et celle du moteur; on ne peut donc pas utiliser à chaque instant toute la puissance du moteur.

La transmission Voith, type L-37, qui équipe des locomotives 030-DB de la S. N. C. F., comporte un transformateur de couple, utilisé pour le démarrage et une première zone de vitesses, et deux coupleurs, correspondant respectivement à une deuxième et une troisième zone de vitesses (*fig. 250*).

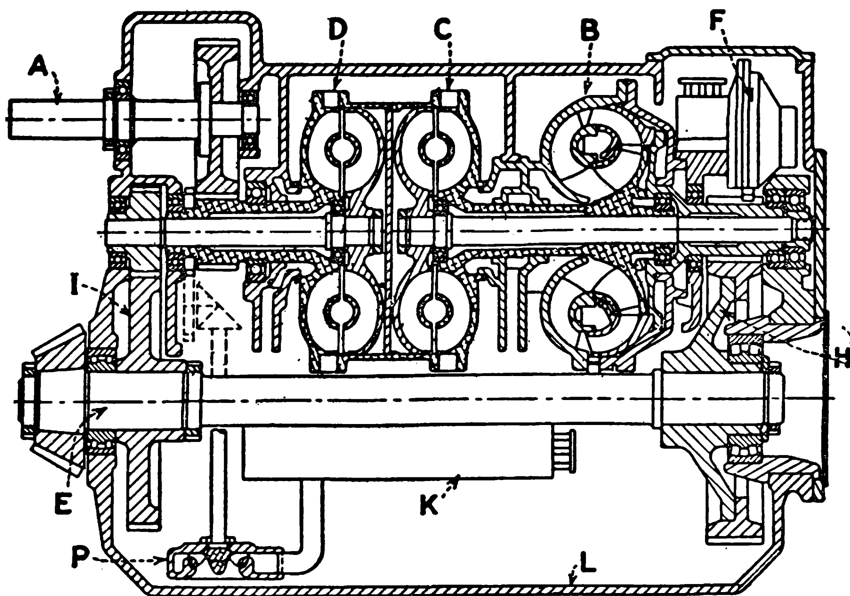


Fig. 250. — Transmission hydrocinétique « Voith » à trois circuits pour autorails et locomotives.

Les roues-pompes des trois éléments hydrauliques sont calées sur un arbre commun entraîné par le primaire par l'intermédiaire d'un multiplicateur.

Les organes hydrauliques de transmission (transformateur et coupleurs) sont utilisés successivement pendant le service, suivant la vitesse à obtenir. Ils sont mis en fonction par remplissage en huile de leur carter et mis hors circuit par simple vidange.

Au démarrage, le transformateur de couple B donne une première démultiplication et entraîne l'arbre secondaire par le train d'engrenages H.

Le coupleur C entraîne également le train H.

Le coupleur D attaque le train I, dont le rapport de réduction est plus faible que H.

La boîte comporte également un changeur de régime et un inverseur, manœuvrables à l'arrêt.

L'automaticité du fonctionnement est obtenue par l'action d'un régulateur centrifuge commandé par un engrenage dont la vitesse de rotation est fonction de la vitesse de marche de la locomotive. Le pendule de ce régulateur agit sur un tiroir destiné à envoyer à deux distributeurs de l'huile sous pression venant de la pompe (commandée par un engrenage

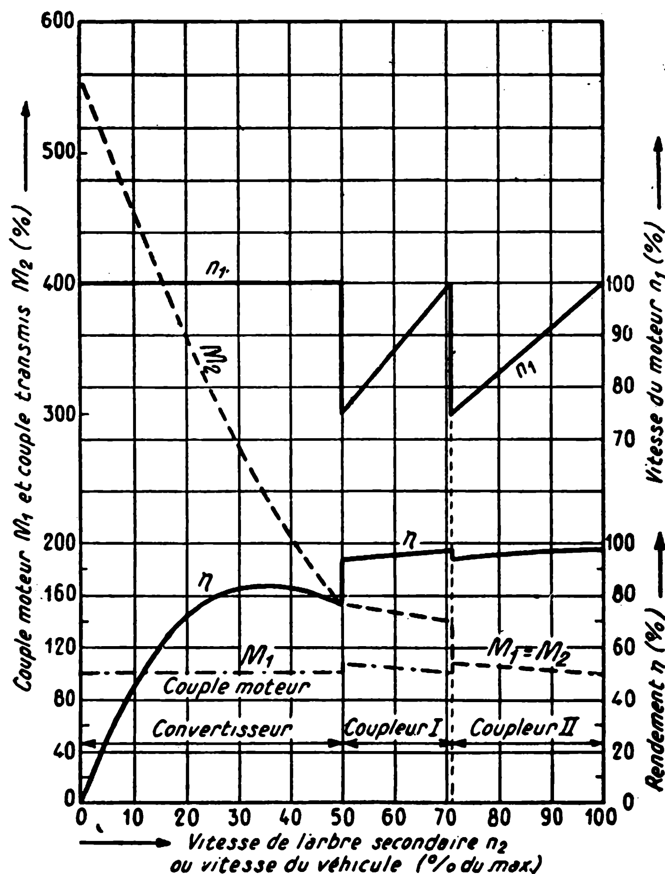


Fig. 251. — Courbes caractéristiques de la transmission « Voith » à trois circuits hydrocinétiques.

en relation avec l'arbre d'entrée). Le déplacement des pistons de distributeurs ainsi obtenu provoque l'alimentation ou la vidange du transformateur et des coupleurs.

La figure *251* donne l'effort de traction, la puissance et le nombre de tours au moteur d'une locomotive équipée de cette transmission, en fonction de la vitesse.

6.7. AUTRES TYPES DE TRANSMISSIONS HYDROMECANIQUES

Le nombre de combinaisons réalisables au moyen de trains d'engrenages, de transformateurs de couple et de coupleurs est évidemment très élevé. Pour réaliser une transmission idéale, il faudrait cumuler, à n'importe quelle vitesse, le bon rendement des coupleurs et les possibilités de travail à puissance constante des transformateurs de couple dans leur zone de rendement maximum. De nombreuses recherches ont lieu dans ce sens, particulièrement en Allemagne, comme le montrent les résultats obtenus par les firmes Voith et Maybach.

Il existe, par ailleurs, des transmissions comportant un nombre d'éléments hydrauliques supérieur à trois. Mais il semble que leur prix devienne tel que la transmission électrique, tout aussi souple, soit alors préférable.

CHAPITRE VII

TRANSMISSIONS ELECTRIQUES A COURANT CONTINU

Le principe commun à toutes les transmissions électriques est le suivant : le moteur entraîne une génératrice calée sur son arbre; cette génératrice alimente en courant, à tension variable (continu) ou à fréquence variable (alternatif), un moteur qui entraîne l'arbre secondaire.

Dans le cas des machines-outils ou des engins de levage, le problème peut se poser d'une façon un peu différente. On dispose d'une distribution de courant alternatif, monophasé ou triphasé, à tension et fréquence constantes. Logiquement, il est souhaitable d'éviter le passage par trois machines tournantes — moteur, génératrice et second moteur — pour obtenir une vitesse et un couple variables.

C'est cette considération qui a conduit aux variateurs électroniques, dans lesquels un moteur à courant continu utilise un courant transformé par des tubes.

D'autres solutions sont également possibles. Elles se rattachent soit à la technique du courant continu, soit à celle de l'alternatif.

7.1. CARACTERISTIQUES DES MOTEURS CONTINUS.

Considérons un moteur à courant continu à p paires de pôles dont, pour le moment, nous ne fixons pas le mode d'excitation (série, shunt ou compound). Si E est la tension aux bornes, I l'intensité dans l'induit supposé constitué de N conducteurs simples et Φ le flux inducteur, la force contre-électromotrice est, en négligeant les pertes :

$$E = p\,N\,n\,\Phi\,10^{-8}$$

en appelant n la vitesse en tours/seconde.

La puissance absorbée est :

$$W = E I = C \omega = C 2 \pi n$$

C étant le couple fourni sur l'arbre, et ce couple a donc pour valeur :

$$C = \frac{E I}{2 \pi n} = \frac{p N \Phi I 10^{-8}}{2 \pi} \qquad (1)$$

et la vitesse est donnée en fonction de la tension :

$$n \text{ (tours/sec)} = \frac{10^{-8} E}{p N \Phi} \qquad (2)$$

Bien entendu, les formules ci-dessus ne sont qu'approchées, puisqu'elles ne tiennent compte, ni des pertes ohmiques, ni des chutes de tensions dues à la réaction d'induit, à l'hystérésis et aux courants de Foucault. Elles permettent, néanmoins, de déterminer la forme des caractéristiques couple-vitesse dans les divers cas d'excitation.

Dans une transmission, on désire faire varier soit le couple C, soit la vitesse n, soit les deux. Nous avons d'ailleurs vu que, dans ce dernier cas, on désire fréquemment maintenir constante la puissance, c'est-à-dire leur produit.

Les grandeurs p et N étant fixées par construction, on voit qu'on pourra agir sur le couple en faisant varier le flux ou l'intensité, sur la vitesse en faisant varier soit la tension, soit le flux.

La variation de l'intensité se produit toujours automatiquement en fonction du couple résistant. Voyons, en effet, comment se produit l'augmentation du couple dans un moteur continu. Les formules approchées précédentes ne le permettent pas et nous devons tenir compte des pertes. La tension aux bornes U est, en réalité :

$$U = \rho I + E$$

en appelant ρ la résistance interne du moteur, E la force contre-électromotrice.

Supposons atteint un régime stable de fonctionnement. Si le couple résistant croît, la vitesse tend à décroître et, par conséquent, il en est de même pour la force contre-électromotrice E qui lui est proportionnelle. U restant constant,

$$\rho I = U - E$$

tend à croître, ρ étant fixe, l'intensité augmente, donc le couple moteur augmente.

Par conséquent, quel que soit le type d'excitation adopté, le moteur électrique à courant continu possède, dans une plage de fonctionnement normal, cette propriété d'adapter automatiquement, par la variation de l'intensité, le couple moteur au couple résistant.

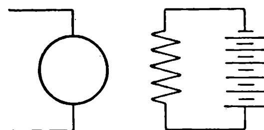


FIG. 252.

7.1.1. Différents modes d'excitation.

7.1.1.1. Excitation séparée (*fig. 252*). — Le flux étant constant, la vitesse est sensiblement constante à tension constante (formule 2).

D'autre part, le couple est proportionnel à l'intensité. On peut donc tracer les caractéristiques vitesse-couple à différentes valeurs de la tension (*fig. 253*).

7.1.1.2. Excitation shunt (*fig. 254*). — Pour une alimentation à tension donnée, le flux est encore constant et, de même, la vitesse; mais, si la tension change, le flux change également et la vitesse reste sensiblement constante, le couple étant plus faible (*fig. 255*).

Ces deux modes d'excitation permettent donc de fonctionner à vitesse constante dans de grandes limites de couple.

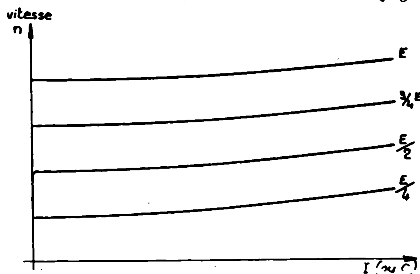
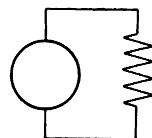


FIG. 253.

7.1.1.3. Excitation série (*fig. 256*). — Dans ce cas, le flux inducteur Φ est, au moins dans le fonctionnement non saturé, proportionnel à l'intensité. On peut, d'ailleurs, dans tous les cas, le déduire de la courbe de magnétisation des inducteurs (*fig. 257*). Il en résulte la courbe de variation du couple en fonction de l'intensité, courbe dont le début est parabolique sous la forme :

$$C = \frac{p \, N \, \Phi \, I \, 10^{-8}}{2} = K \, I^2.$$


FIG. 254.

Dans les mêmes hypothèses (moteur non saturé), on peut écrire :

$$n = \frac{10^{-8}}{p \, N} \frac{E}{\Phi} = K' \frac{E}{I}$$

Φ étant proportionnel à I (*fig. 258*).

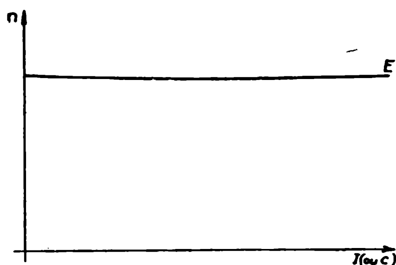
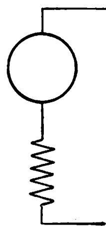


FIG. 255.


FIG. 256.

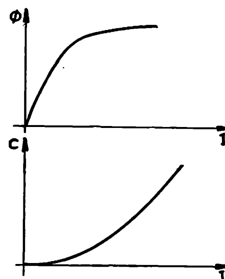


FIG. 257. FIG. 258.

La relation entre le couple et la vitesse s'obtient en éléminant I entre ces deux expressions simplifiées, ce qui donne :

$$C = K \, K'^2 \, \frac{E^2}{n^2}$$

soit une relation de la forme :

$$C \, n^2 = K'' \, E^2.$$

On voit qu'à tension constante la vitesse diminue quand le couple augmente. Le produit C n, proportionnel à la puissance, n'est d'ailleurs pas constant, il diminue quand la vitesse croît (*fig. 259*).

On voit également que le moteur série a tendance à s'emballer à vide.

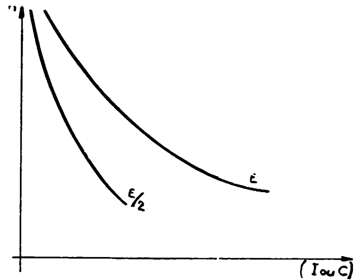
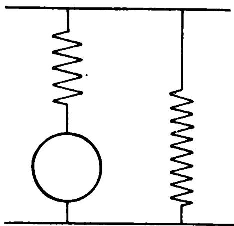


Fig. 259.

7.1.1.4. Excitation compound

(*fig. 260*). — Le moteur à excitation compound participe des propriétés du moteur série et du moteur shunt. Sa vitesse à vide est limitée par les ampères-tours de l'enroulement inducteur en dérivation, il ne s'emballe donc pas. On en déduit sa caractéristique (*fig. 261*).


Fig. 260.

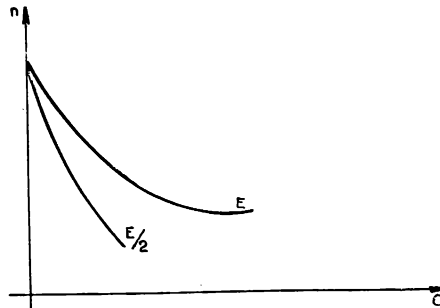


Fig. 261.

7.1.2. Différents moyens d'action sur la vitesse.

La formule :

$$n = \frac{10^{-8}\,E}{p\,N\,\Phi}$$

montre qu'il existe deux moyens pour faire varier la vitesse :

— faire varier le flux;

— faire varier la tension;

sauf dans le cas du moteur shunt non saturé, où flux et tension sont proportionnels.

On peut se demander comment il faut effectuer ce réglage de la vitesse pour utiliser au mieux le moteur. On notera que, celui-ci étant donné, il résulte de ses dimensions géométriques une valeur maximum, d'une part pour le produit N I (ampères-conducteurs) dans l'induit, d'autre part pour le flux Φ déterminé par le nombre d'ampères-tours dans les inducteurs. En effet, dans les deux cas, l'intensité est limitée par l'échauffement des isolants. Il en résulte que :

— si l'on règle la vitesse par la tension, on fonctionnera avec N I et Φ maximum; or :

$$C = p\,N\,I\,\Phi\frac{10^{-8}}{2\,\pi}$$

par conséquent, marche à couple constant, la puissance étant alors variable et proportionnelle à la vitesse;

— si l'on règle la vitesse par le flux, le couple C étant proportionnel à Φ et la vitesse n lui étant inversement proportionnelle, on fonctionnera à puissance constante.

C'est, nous l'avons vu, un fonctionnement idéal pour une transmission.

Mais nous venons de voir également qu'aucun des modes d'excitation des moteurs continus n'assure *automatiquement* ce réglage.

Il ne faut pas oublier, par ailleurs, que, dans le cas d'une transmission proprement dite, la puissance à utiliser dans le moteur est elle-même fournie par une génératrice, dont on peut régler la tension de sortie.

D'autre part, le réglage par le flux, séduisant en théorie, se heurte à des difficultés : si le flux devient trop faible et la vitesse trop importante, la réaction d'induit devient prépondérante et la commutation mauvaise. On y remédie en compensant le moteur.

7.2. REGLAGE DE VITESSE PAR LE CHAMP.

Le réglage par le flux a le gros avantage de ne demander une action que sur un courant beaucoup plus faible que le courant principal (*fig. 262, 263, 264*).

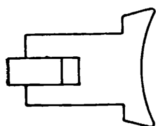


Fig. 262. — Pôle d'inducteur à reluctance variable.

Dans quelques cas spéciaux, on fait varier le flux en modifiant la réluctance du circuit magnétique par déplacement d'une pièce mobile des pôles inducteurs. Mais, le plus souvent, on fait varier les ampères-tours d'excitation, soit en agissant sur le courant i, soit en shuntant un certain nombre de spires des inducteurs. Cette dernière méthode est surtout utilisée en traction.

Le réglage de l'excitation peut se faire soit manuellement, avec un potentiomètre, soit par l'intermédiaire d'un servo-mécanisme. Si l'on utilise uniquement l'excitation séparée, on peut obtenir un réglage de la vitesse relativement stable, quel que soit le couple. Le servo-mécanisme peut être constitué par une amplidyne ou par une triode amplificatrice (voir 1re partie, paragraphe 95).

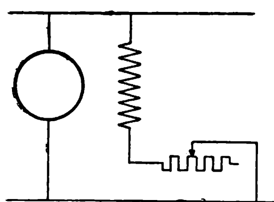


Fig. 263. — Réglage de vitesse par rhéostat de champ.

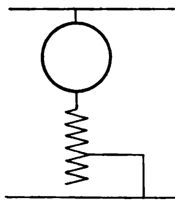


Fig. 264. — Réglage de vitesse par shuntage des inducteurs.

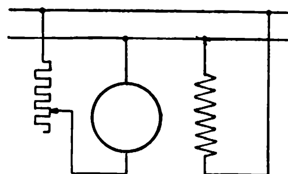


Fig. 265.

7.3. REGLAGE DE LA VITESSE PAR LA TENSION. GROUPE WARD-LEONARD.

Si le moteur est alimenté par un réseau à tension constante, on peut régler la tension aux bornes en interposant un rhéostat en série avec l'induit (les inducteurs étant, bien entendu, branchés en dérivation sur la pleine tension, sans quoi on retombe sur le moteur shunt à vitesse constante).

Cette méthode (*fig. 265*) présente de nombreux inconvénients : d'une part, une grande quantité d'énergie est perdue dans le rhéostat; d'autre part, lorsque la charge augmente, il en est de même de l'intensité; par conséquent, la chute de tension relative augmente. La caractéristique est alors inclinée comme dans un moteur série (*fig. 266*). Cette méthode est peu employée.

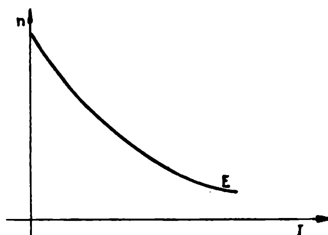


Fig. 266.

Il est plus rationnel d'alimenter le moteur à tension variable, ce qui peut se faire avec une génératrice entraînée par un moteur primaire. On obtient alors une véritable transmission et le moteur primaire peut être soit un moteur thermique (cas des locomotives Diesel-électriques), soit un moteur à courant alternatif synchrone ou asynchrone (machines d'extraction de mines, laminoirs, engins de levage, locomotives « monophasé-continu »). C'est le principe du *groupe Ward-Léonard* (*fig. 267*).

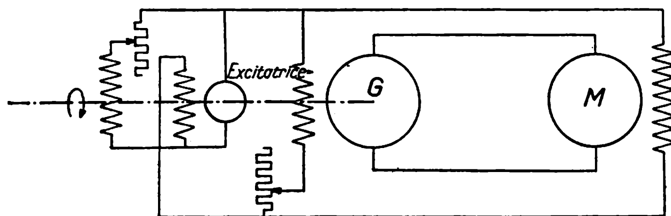


Fig. 267.

Schématiquement, celui-ci est constitué, à l'origine, par une génératrice alimentant un moteur, l'excitation de ces deux machines étant fournie par une excitatrice à tension constante; de ce fait, cette dernière est à auto-excitation compound.

En faisant varier l'excitation de la génératrice à l'aide d'un rhéostat, on fait varier la tension aux bornes et, par conséquent, la vitesse du moteur M, qui est, lui, à excitation constante.

Génératrice et excitatrice sont entraînées par un même moteur.

Dans le cas où le moteur primaire est alimenté en courant continu, on peut utiliser un *groupe survolteur-dévolteur* à la place de l'ensemble moteur primaire + génératrice + excitatrice. On peut également remplacer cet ensemble par une *métadyne*.

Dans de nombreux cas, on désire que le groupe Ward-Léonard s'adapte automatiquement à certaines conditions de fonctionnement. On est alors amené à prévoir plusieurs enroulements inducteurs sur la génératrice G et même sur le moteur secondaire M. On peut également utiliser des excitatrices en cascade pour régler la vitesse par une ou plusieurs grandeurs électriques. Dans ce cas, on peut se servir d'une dynamo amplidyne. La grandeur électrique de réglage est envoyée dans un enroulement inducteur de l'amplidyne qui comporte un autre enroulement, en opposition avec le premier, recevant la grandeur de référence. Le courant de l'amplidyne est envoyé dans un enroulement d'excitation de la génératrice monté en différentiel avec l'excitation séparée. Les possibilités dans ce domaine sont très étendues (*fig. 268*).

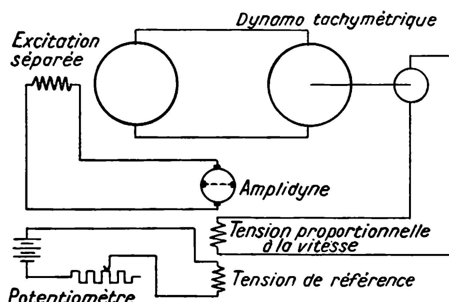


Fig. 268. — Groupe « Ward-Léonard » à amplidyne.

7.4. VARIATEURS ELECTRONIQUES.

Ils reposent sur l'emploi de deux types de tubes, dont les caractéristiques différentes permettent des combinaisons très variées. Ce sont les tubes à vide et les tubes à gaz.

7.4.1. Tubes à vide.

Ce sont la diode, la triode et les nombreux dérivés de cette dernière.

7.4.1.1. Diode ou kénotron. — C'est un tube redresseur comportant une anode et une cathode. Elle ne laisse passer le courant que dans le sens anode-cathode. Elle ne supporte que des courants faibles.

7.4.1.2. Triode. — Nous avons vu (1re partie, paragraphe 9621) qu'elle fournissait un courant plaque fonction de la tension de la grille de contrôle. Elle est utilisée essentiellement comme amplificatrice.

7.4.2. Tubes à gaz.

Contrairement aux précédents, dans lesquels règne un vide très poussé, ces derniers sont remplis d'un gaz sous pression très faible. Ce gaz peut d'ailleurs être constitué par la vapeur du métal constituant la cathode (redresseurs à vapeur de mercure).

7.4.2.1. Le phanotron fonctionne comme la diode, mais supporte des intensités élevées sous tension faible.

7.4.2.2. Le thyratron est l'élément essentiel des équipements électroniques. Il est constitué comme une triode et, comme elle, peut fournir un courant de plaque sous la dépendance de la tension de grille, mais dans les conditions suivantes :

— si la plaque est à une tension V_p, le courant ne passe que si la tension de grille est supérieure à une certaine valeur v_g appelée potentiel critique ou potentiel d'amorçage. Cette tension v_g varie en fonction de V_p (*fig. 269*);

— une fois le thyratron amorcé, la tension de grille est sans effet sur le courant et celui-ci ne disparaît que si V_p s'annule ou si le circuit est coupé.

Dans les appareillages de commande des variateurs électroniques, les thyratrons sont utilisés avec une alimentation en courant alternatif, dans le double but de redresser ce courant et d'en faire varier la tension.

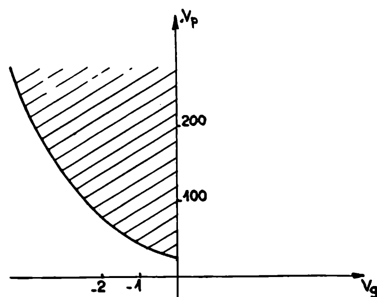


Fig. 269. — En hachures, zone où le thyratron s'amorce.

Il résulte des considérations ci-dessus que l'amorçage du tube, au cours d'une alternance positive de la tension alternative appliquée à la plaque, se produit pour une valeur du potentiel de grille déterminée par la courbe III de la figure *270*, sur laquelle la courbe I est celle de la figure précédente, la courbe II la sinusoïde de tension.

Suivant la valeur du potentiel effectivement appliqué à la grille, on fait donc varier l'instant de l'amorçage et, par suite, la valeur moyenne de la tension redressée.

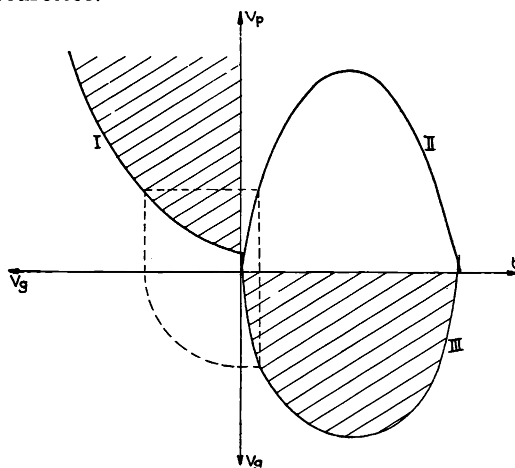
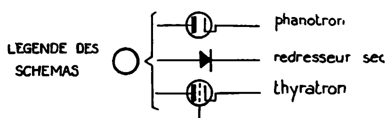


Fig. 270. — Amorçage d'un thyratron au cours d'une alternance positive de courant alternatif.

Pour redresser un courant monophasé, il faut utiliser au moins deux tubes, un pour chaque alternance, montés sur le secondaire d'un transformateur, dont le point milieu constitue le retour du courant redressé (*fig. 271*).



} pour redressement de courant sans réglage de tension

— pour redressement avec réglage de tension

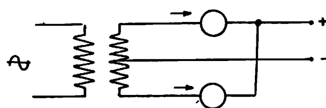


FIG. 271. — Redressement d'un courant monophasé.

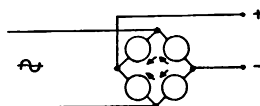
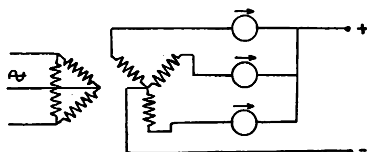


FIG. 272. — Montage de redressement d'un courant monophasé sans transformateur et sans possibilité de réglage de tension.

Si l'on ne désire pas régler la tension, on peut utiliser des redresseurs secs ou des phanotrons à la place des thyratrons (*fig. 272*).

Les figures *273* et *274* représentent des montages analogues en triphasé.



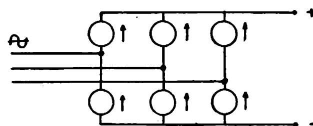


FIG. 273, 274. — Montage triphasé.

La forme de la tension redressée se présente théoriquement selon les courbes en traits pleins de la figure *275* en monophasé, dans le cas où l'on ne fait aucun réglage de tension, et de la figure *276*, lorsqu'on retarde l'amorçage par réglage de la tension de grille.

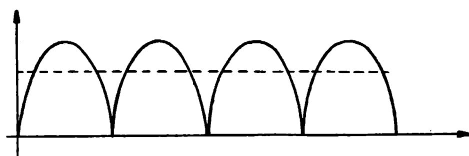


FIG. 275. — Tension redressée non réglée.

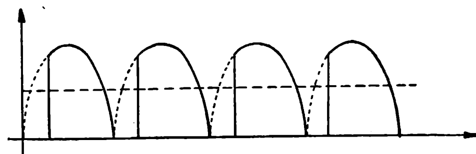


FIG. 276. — Tension redressée avec réglage par la grille.

Compte tenu de l'effet régulateur dû aux selfs du circuit, la tension redressée prend une valeur moyenne représentée par les droites en pointillés.

La tension de grille est une tension alternative fournie par un transformateur alimenté par le réseau et convenablement déphasée par rapport à la tension plaque. L'amorçage du thyratron se

produit au moment où la valeur de cette tension devient supérieure au potentiel critique (point A de la figure *277*). Pour déplacer ce point A et faire varier l'instant d'amorçage au cours de la période, c'est-à-dire finalement la tension moyenne redressée, on peut :

— soit déplacer la courbe de tension de grille parallèlement à l'axe des temps en faisant varier le déphasage (*fig. 277*);

— soit déplacer cette même courbe parallèlement à l'axe des tensions en lui superposant une tension continue (*fig. 278*).

7.4.3. Application aux variateurs électroniques.

Nous avons vu qu'on pouvait faire varier la vitesse d'un moteur à courant continu en agissant soit sur la tension aux bornes de l'induit, soit sur le champ, c'est-à-dire, en pratique, sur la tension aux bornes des inducteurs.

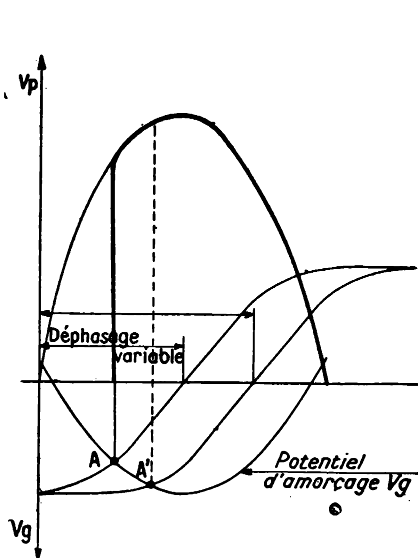


Fig. 277. — Réglage de tension par déphasage du courant de grille.

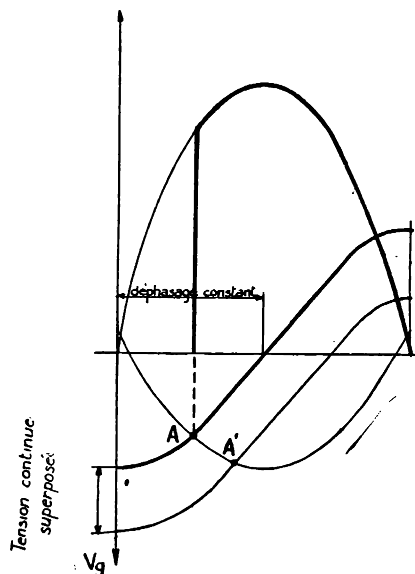


Fig. 278. — Réglage de tension par superposition d'une tension continue à une tension de grille alternative déphasée d'un quart de période.

Dans les deux cas, on doit disposer de deux circuits séparés à tension redressée. Celui qui fonctionne à tension constante est équipé avec des phanotrons, l'autre avec des thyratrons dont les grilles sont commandées par des circuits de contrôle sous la dépendance d'un potentiomètre.

Jusqu'à présent, on a surtout utilisé le réglage par la tension, ce qui conduit à une utilisation plutôt médiocre des moteurs. Il serait plus logique et plus facile de se servir du réglage par l'excitation, qui nécessite des

courants plus faibles et permet de fonctionner aisément à pleine puissance avec des régimes de vitesses très étendus.

L'emploi du réglage par la tension repose surtout sur l'utilisation de la différence de potentiel aux bornes comme représentative de la vitesse. Dans d'autres cas, on peut utiliser une dynamo tachymétrique.

Les équipements électroniques peuvent comporter, outre le contrôle de la vitesse, celui de l'intensité, du couple, de l'accélération, d'une position, etc. Chacune de ces grandeurs est traduite en une variable électrique — tension ou intensité — qui est son *image*. Cette image est comparée à une valeur de référence et *l'écart* agit sur le circuit de conmmande.

7.5. APPLICATION A LA TRACTION DIESEL.

Le problème de la transmission électrique sur une locomotive Diesel est un des plus complexes. Il est dominé par la nécessité d'adapter la transmission, à tout instant, à la puissance fournie par le moteur, cette dernière seule étant, de plus, sous la dépendance du conducteur et, par conséquent, variable à volonté.

Sur une locomotive Diesel-électrique, la transmission électrique comprend essentiellement :

— une génératrice à courant continu, entraînée par le moteur Diesel, qui fournit du courant à :

— un ou plusieurs moteurs de traction à courant continu, type série, à collecteur.

L'ensemble constitue donc un groupe Ward-Léonard.

L'excitation de la génératrice comporte :

— une excitation shunt;

— une excitation série; ce mode n'est pas utilisé seul, car il conduit à un fonctionnement instable; cependant, on peut combiner, avec un autre mode d'excitation, le passage dans les inducteurs du courant principal, mais fournissant un champ en opposition avec l'excitation normale (excitation anticompound);

— une excitation séparée, fournie soit par une batterie d'accumulateurs, alimentée par une génératrice auxiliaire, soit par une excitatrice.

Ces trois modes d'excitation peuvent être utilisés simultanément.

La génératrice fournit à ses bornes un courant d'intensité I variable sous une tension U également variable.

La puissance P = U I doit être égale, au rendement de la génératrice près, à celle que donne le moteur Diesel.

Nous avons vu que ce dernier devait fonctionner dans des conditions déterminées, l'adaptation de la transmission au régime du moteur étant effectuée par un organe chargé de la fonction *régulation*.

En pratique, pour simplifier le problème, on fait fonctionner le moteur thermique à vitesse constante.

Nous avons vu que, dans ces conditions, on s'écartait peu de la courbe de fonctionnement optimum.

La vitesse moyenne de régime est fixée par le conducteur et le rôle de la régulation est donc d'adapter à tous moments les caractéristiques de la transmission pour maintenir cette vitesse.

La fonction régulation *de la transmission* est assurée fréquemment par le régulateur *du moteur.*

7.5.1. Régulateur du moteur thermique.

Le débit de combustible est contrôlé par le régulateur de vitesse et de puisance du moteur, monté sur la pompe d'injection.

Le régulateur a pour but d'éviter l'accroissement de la vitesse du moteur, pour toute baisse de puissance à la jante de la locomotive, ou la réduction de cette vitesse, par suite d'augmentation de la puissance. Il est constitué par un système centrifuge à masselottes B, B', dont l'écartement est compensé par un ressort *r* (*fig. 279*). Le réglage de la vitesse se fait par compression plus ou moins grande du ressort (par came ou servo-moteur à huile ou à air comprimé). La plupart des régulateurs comportent un limiteur d'emballement.

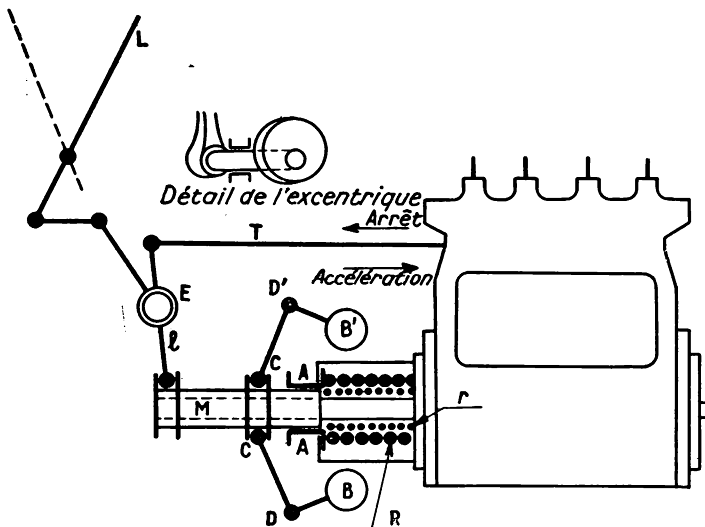


FIG. 279. — Régulateur de moteur thermique.

En plus de son rôle de régulateur de vitesse, le régulateur du moteur Diesel assure, dans les transmissions électriques à réglage automatique par rhéostat de champ à servo-moteur, la constance du couple moteur et, par suite, de la puissance, à une vitesse et un cran de marche donnés.

Les moteurs possèdent, en général, trois ou quatre vitesses de marche choisies en dehors des zones de vitesses critiques.

Quelques-uns sont à vitesse variable, depuis la vitesse de ralenti jusqu'à la vitesse maximum de fonctionnement (moteurs Baldwin 300-625 t/mn).

La vitesse au régime normal des moteurs Diesel de traction a crû constamment. De 600 tours à l'origine, elle atteint maintenant 1 200 tours (moteurs S. G. C. M.) et même 1 500 tours/minute (moteurs Grosshans). Les moteurs d'autorails à transmission mécanique sont plus rapides (1 500 tours, en général).

7.5.2. Rôle de la régulation.

La régulation englobe tous les problèmes de réglage de la puissance et l'adaptation des caractéristiques de fonctionnement des dynamos à courant continu à celles du moteur Diesel.

L'augmentation de la puissance de la locomotive s'obtient par augmentation de la tension aux bornes de la génératrice. Cette tension étant proportionnelle d'une part au flux inducteur, d'autre part au nombre de tours par seconde, c'est-à-dire à la vitesse, ce réglage est obtenu successivement ou simultanément, selon les locomotives, par accroissement des courants d'excitation de la génératrice principale (ce qui nécessite, à vitesse constante, l'augmentation de l'injection) et par augmentation de la vitesse de rotation du moteur Diesel (c'est-à-dire, également, de la génératrice).

Dans les machines modernes, ces deux opérations sont réalisées par la seule manœuvre du contrôleur de marche.

Sur les locomotives munies d'un système de réglage automatique de la puissance, les valeurs des courants d'excitation de la génératrice principale et les vitesses de fonctionnement du moteur Diesel sont combinées pour que le passage successif des crans de marche produise une augmentation progressive de la puissance.

7.5.3. Principe de la régulation.

Les génératrices principales peuvent être conçues pour fonctionner avec plusieurs genres différents d'excitation.

La forme générale de leur caractéristique en charge $U = f(I)$ (ou caractéristique externe) diffère selon le type d'excitation adopté (*fig. 280*).

L'examen de ces caractéristiques montre que :

Courbes 1-2. — L'excitation séparée seule ne limite pas le courant maximum de démarrage, la caractéristique ne recoupant pas l'axe des intensités pour une valeur admissible [1]. Elle ne devra être employée qu'en prenant des dispositions particulières de protection. L'excitation shunt est insuffisante au départ et peut conduire à un décrochage.

1. Au démarrage, la tension aux bornes des moteurs, donc à la génératrice principale, est sensiblement nulle, et la caractéristique est décrite dans le sens des intensités décroissantes.

Courbes 4-5. — Les excitations shunt et séparée combinées avec une excitation anticompound se prêtent beaucoup mieux à leur utilisation à des génératrices de traction, du fait :

a) qu'elles limitent automatiquement le courant maximum pouvant être débité par la génératrice;

b) que leur forme générale est peu incurvée, ce qui limite l'étendue de la zone de surcharge possible du moteur Diesel.

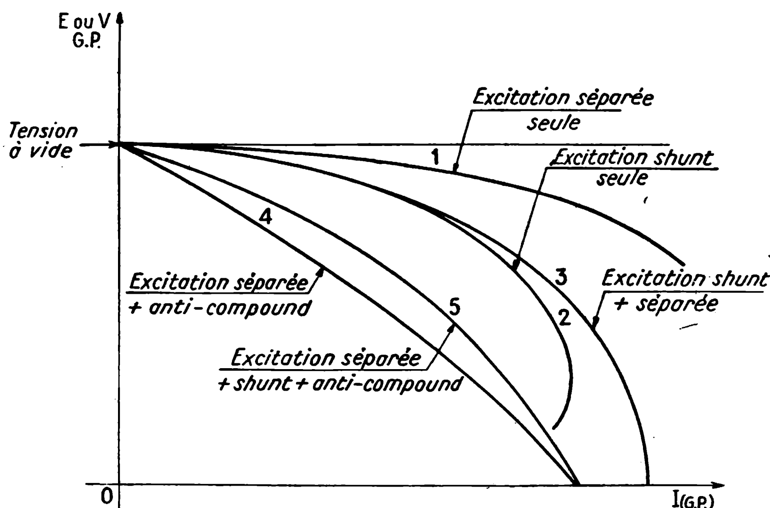


Fig. 280. — Allure générale de la caractéristique d'une génératrice selon le type d'excitation adopté.

En effet, à une vitesse donnée (N_1) du moteur Diesel, la puissance maximum constante du moteur correspondant au couple maximum :

$$P_m = C_m \omega$$

se traduit par une puissance constante aux bornes de la génératrice principale dont l'équation est :

$$P_m = U\,I$$

et qui peut être représentée par une hyperbole équilatère I_1 en fonction des deux variables U et I, dite : hyperbole de puissance constante.

La caractéristique externe $U = f$ (I) de la génératrice, dont la tension à vide a une valeur bien déterminée pour le cran de marche et la vitesse de rotation du moteur Diesel adoptée, coupe l'hyperbole de puissance en deux points B et C, correspondant à des courants débités I_b et I_c (*fig. 281*).

Dans les zones AB et CD, la puissance U I fournie par la génératrice est inférieure à celle que peut fournir le moteur Diesel. Celui-ci fonctionne au-dessous de sa puissance nominale.

Dans la zone BC, cette puissance est supérieure à celle que peut fournir le moteur; celui-ci est en surcharge. En B et C, les deux puissances sont égales.

Pour une vitesse déterminée du moteur et une valeur de l'excitation, il n'y a donc que deux points ou deux intensités de fonctionnement pour lesquelles les puissances possible et fournie sont égales.

Pour éviter la surcharge du moteur Diesel sur une trop grande plage de son fonctionnement, il faut que la caractéristique externe de la génératrice principale soit aussi incurvée que possible, d'où l'adjonction d'un enroulement d'excitation anticompound réduisant cette zone de surcharge.

Pour une vitesse donnée du moteur Diesel, on obtient d'autres points d'équilibre de puissance en faisant varier l'excitation de la génératrice (famille de courbes C_1) en adoptant plusieurs crans de marche.

On multiplie ces points en augmentant le nombre de vitesses de fonctionnement du moteur Diesel (hyperbole I_2 et famille de courbes C_2 (vitesse N_2).

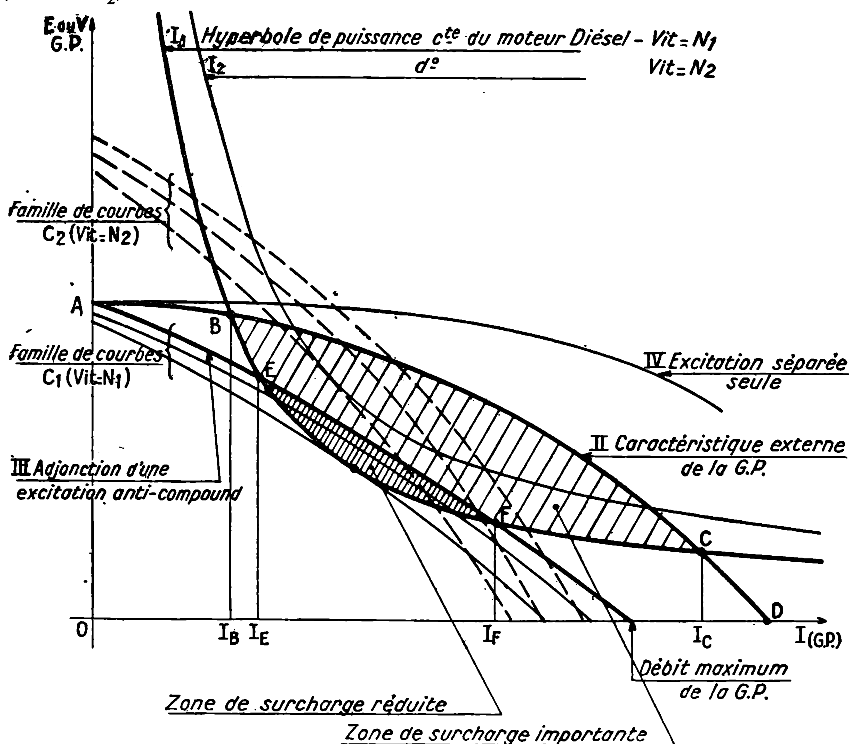


Fig. 281. — Caractéristiques de fonctionnement.

7.5.4. Différents types de transmissions électriques.

7.5.4.1. Transmissions à régulation manuelle, sans protection contre les surcharges du moteur Diesel. — Ordinairement, la génératrice possède deux excitations :

— *une excitation indépendante* à tension constante, fournie par la génératrice auxiliaire;

— *une excitation série anticompound,* fournie par le courant débité par la génératrice principale.

Ces enroulements série anticompound sont également utilisés pour le lancement du groupe électrogène au moyen de la batterie.

Le conducteur doit avoir le souci constant d'éviter toute surintensité dangereuse du circuit de puissance et toute surcharge du moteur Diesel. Le tableau de bord doit comporter des appareils de mesures électriques (wattmètre) et un appareil répétant à distance la position de l'index du régulateur de combustible. Pour un cran donné de cet index, la puissance U I indiquée au wattmètre doit rester inférieure à une valeur fixée.

En cas de surcharge du moteur, il appartient au conducteur de réduire la puissance fournie par la génératrice en ramenant vers le zéro la manette qui règle l'excitation séparée.

Si l'on dispose d'un moteur thermique très surpuissant par rapport à la transmission, il suffit de régler l'excitation pour que la caractéristique externe de la génératrice principale soit, à chaque cran de marche, tangente à l'hyperbole équilatère de puissance constante.

7.5.4.2. Protection automatique contre les surcharges. — Souvent, on adjoint à l'équipement un dispositif insérant automatiquement, dans le circuit d'excitation séparée de la génératrice principale, une résistance supplémentaire réduisant, dans une proportion donnée, l'excitation de cette génératrice lorsque le moteur Diesel commence à être surchargé.

Ce dispositif est constitué par un servo-moteur à pression d'huile actionnant le rhéostat de protection. Le tiroir de commande d'admission d'huile est commandé directement par l'index ou l'arbre de sortie du régulateur (*fig. 281 a*).

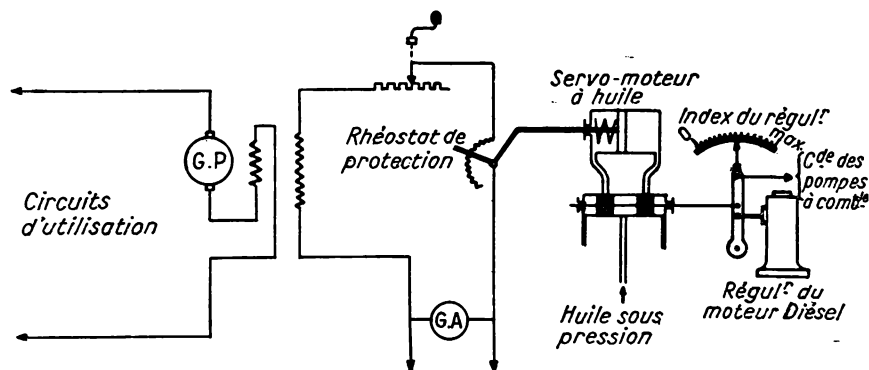


Fig. 281 *a.* — Schéma d'excitation avec rhéostat de protection.

Sur les locomotives Baldwin 040-DA de la S. N. C. F., le dispositif de protection est constitué par une résistance variable, appelée « Carbonstat », et composée d'un double empilage de disques de charbon spécial comprimés par un ressort. Cette résistance, dont la valeur ohmique est minimum

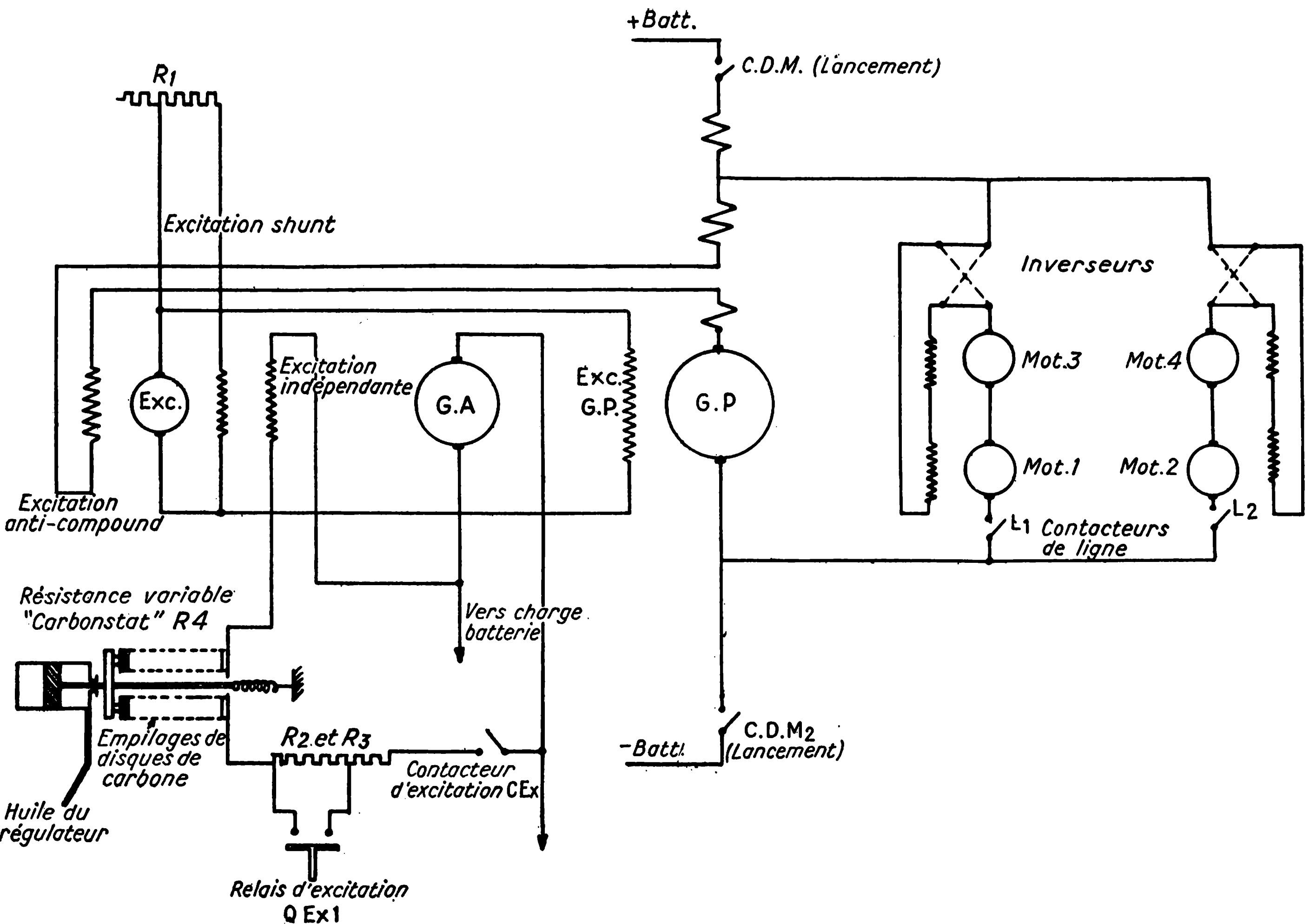


FIG. 282. — Schéma simplifié des locomotives 040-DA (Baldwin).

lorsque le ressort agit avec son maximum d'efficacité, est insérée en permanence dans le circuit d'excitation séparée de l'excitatrice (*fig. 282*).

La valeur de cette résistance augmente — pour réduire le courant d'excitation de l'excitatrice — lorsque le ressort agissant sur les disques de carbone se trouve détendu par l'action d'un piston. Celui-ci est actionné par l'huile admise du régulateur.

7.5.4.3. Transmissions à régulation automatique de la puissance fournie par la génératrice. — De nombreux systèmes différents sont appliqués pour réaliser l'automaticité de la régulation. Parmi ceux-ci :

— certains assurent seulement le réglage constant de la puissance de la génératrice seule;

— les plus perfectionnés donnent un réglage automatique de la puissance fournie par le moteur Diesel.

Parmi ceux du premier groupe, il faut citer :

a) *Les installations utilisant une génératrice autorégulatrice* dont le principe consiste à calculer d'une façon particulièrement soignée les courbes d'excitation de la génératrice pour que les caractéristiques en charge de cette machine se rapprochent, autant que possible, de l'hyperbole équilatère de puissance.

A la suite des constructions américaines (040-DA), on utilise fréquemment une excitatrice à excitation différentielle : une excitation shunt (et, éventuellement, une excitation séparée) positive et une excitation négative fournie par le courant total de la génératrice principale. Il s'agit, en somme, d'un montage anticompound, mais l'action différentielle par l'excitatrice est bien plus marquée et la caractéristique se confond sensiblement avec l'hyperbole sur une large zone (040-DE).

b) *Les installations à régulation prédéterminée :* on fait varier automatiquement la caractéristique pour qu'elle enveloppe l'hyperbole (*fig. 283*).

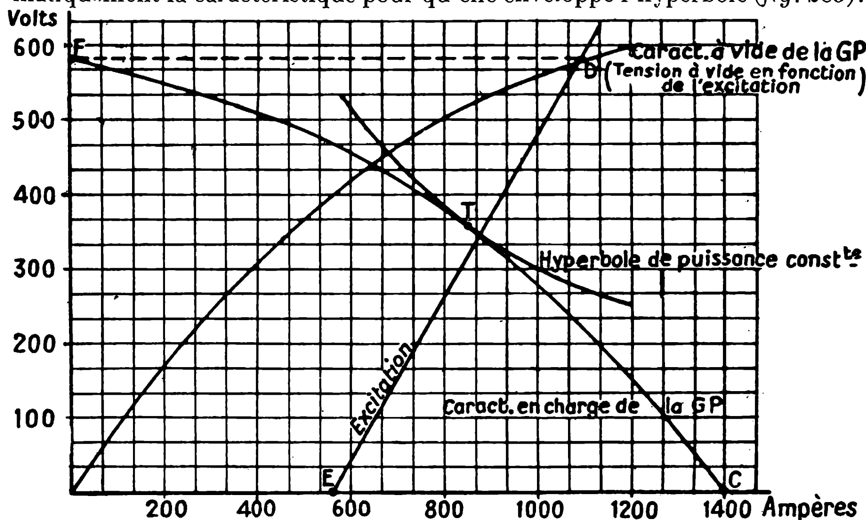


FIG. 283. — Construction des caractéristiques (030-DA).

On détermine l'excitation séparée maximum de la génératrice (point E) pour obtenir un effort déterminé au démarrage (point C : intensité débitée maximum, tension aux bornes de la génératrice nulle, donc excitation shunt nulle).

La droite E D d'excitation (shunt + séparée) est déterminée de façon que son intersection avec la caractéristique à vide (point D) fixe la tension à débit nul (point F), de manière que la caractéristique F C soit tangente à l'hyperbole équilatère.

On peut faire varier l'inclinaison de E D en changeant l'excitation shunt (résistance réglable sur le circuit d'excitation). On peut déplacer E D parallèlement à elle-même en faisant varier l'excitation séparée. On obtient ainsi d'autres caractéristiques. Cette variation est obtenue par un rhéostat commandé en même temps que le régulateur du moteur : elle est ainsi liée à sa vitesse de rotation (030-DA, Sulzer-C.E.M.).

c) *La transmission automatique Jeumont utilisant une excitatrice d'essieu.* Cette transmission est basée sur le principe suivant :

La puissance P aux bornes de la génératrice principale est égale à :

$$P = U\ I.$$

Afin de la maintenir constante, pour un cran donné du contrôleur, (vitesse du Diesel donnée et valeur fixe des résistances d'excitation), il faut que les variables U et I varient en sens inverse.

L'intensité I, qui est la somme des courants débités par les moteurs de traction, varie en raison inverse de la vitesse de la locomotive pour une valeur déterminée de la tension aux bornes.

En effet, nous avons vu (paragraphe 71) que la force contre-électromotrice avait pour valeur :

$$E = p\,n\,N\,\Phi\,10^{-8}.$$

Si les moteurs ne sont pas saturés, le flux Φ est proportionnel à l'intensité I, le produit n I est donc constant si E l'est. Il faut que U augmente proportionnellement à la vitesse n pour que le produit U I soit constant.

A cet effet, Jeumont utilise une excitatrice entraînée par un essieu porteur de la locomotive pour fournir le courant d'excitation de la génératrice principale (262-DB-1).

7.5.4.4. Transmissions électriques à régulation automatique de la puissance fournie par le moteur Diesel. — La puissance fournie par le moteur Diesel n'est pas uniquement utilisée à la traction. Une partie de celle-ci est nécessaire pour l'alimentation des auxiliaires de la locomotive.

La puissance ainsi fournie, très variable selon les besoins, pourrait, dans certains cas, créer une surcharge du moteur Diesel si elle était demandée au moment où les circuits de traction sont à pleine puissance.

D'autre part, la puissance absorbée par les moteurs électriques (moteurs de traction ou auxiliaires) varie également avec la température de leurs enroulements.

On n'a donc pas l'assurance, avec une transmission maintenant constante la puissance aux bornes de la génératrice principale, que le moteur ne sera pas surchargé pour des causes indépendantes des conditions de traction.

Il faut également songer aux possibilités de surcharge de certains cylindres du moteur en cas de défaillance de l'un d'entre eux.

Il est donc apparu indispensable, pour préserver le moteur Diesel et en éviter toute surcharge, que les systèmes modernes de régulation des groupes Diesel électriques réalisent non pas la constance de la puissance aux bornes de la génératrice principale, mais, automatiquement, celle du cran d'injection donné par l'index du régulateur, et ceci pour chaque position de la manette du contrôleur.

Dans les transmissions électriques appliquant ce principe, la valeur de la tension aux bornes de la génératrice est, autour du point d'équilibre déterminé par le cran de marche du contrôleur, continuellement variable pour que le produit U I définissant la puissance sur l'arbre du moteur Diesel reste pratiquement constant. La valeur du courant d'excitation nécessaire est réglée par un rhéostat placé sous la dépendance directe du régulateur du moteur. La courbe réelle $U = f(I)$ de fonctionnement de la génératrice épouse pratiquement dans son ensemble l'hyperbole de puissance constante du moteur Diesel.

La locomotive Diesel-électrique à grande vitesse 262-DA-1 de la S.N.C.F. est pourvue d'une transmission électrique dont la régulation utilise ces principes généraux et dont le fonctionnement est très astucieusement basé sur le principe du pont de Wheatstone (régulateur Cuénod, *fig. 284*).

Les quatre groupes électrogènes de la locomotive sont indépendants les uns des autres.

Chaque génératrice principale possède deux enroulements d'excitation :

— un enroulement séparé alimenté par l'excitatrice;

— un enroulement anticompound parcouru par le courant débité par la génératrice.

Chaque excitatrice entraînée par le moteur Diesel correspondant possède une seule excitation (séparée) dont la valeur est réglée par le rhéostat du régulateur automatique. Le fonctionnement de ce dernier est asservi au tringlage de commande des pompes d'injection.

La manette du manipulateur actionne quatre rhéostats Rh_1 (un par groupe électrogène) constituant chacun une branche d'un pont de Wheatstone, dont les trois autres branches comprennent des résistances fixes R_1 et R_2 et un rhéostat Rh_2 à 100 touches, actionné par le tringlage de commande des pompes d'injection du moteur Diesel.

La diagonale du pont est constituée par l'induit du servo-moteur du régulateur, qui entraîne, dans un sens ou dans l'autre, suivant le sens du courant traversant l'induit, un contact en charbon roulant sur les 100 plots du rhéostat d'excitation Rh de l'excitatrice.

Pour que le servo-moteur soit au repos, il faut que les résistances des rhéostats actionnés par la manette du manipulateur et par le tringlage du Diesel soient dans un rapport donné. Par conséquent, lorsque la manette est maintenue sur un cran, le régulateur règle l'excitation de l'excitatrice,

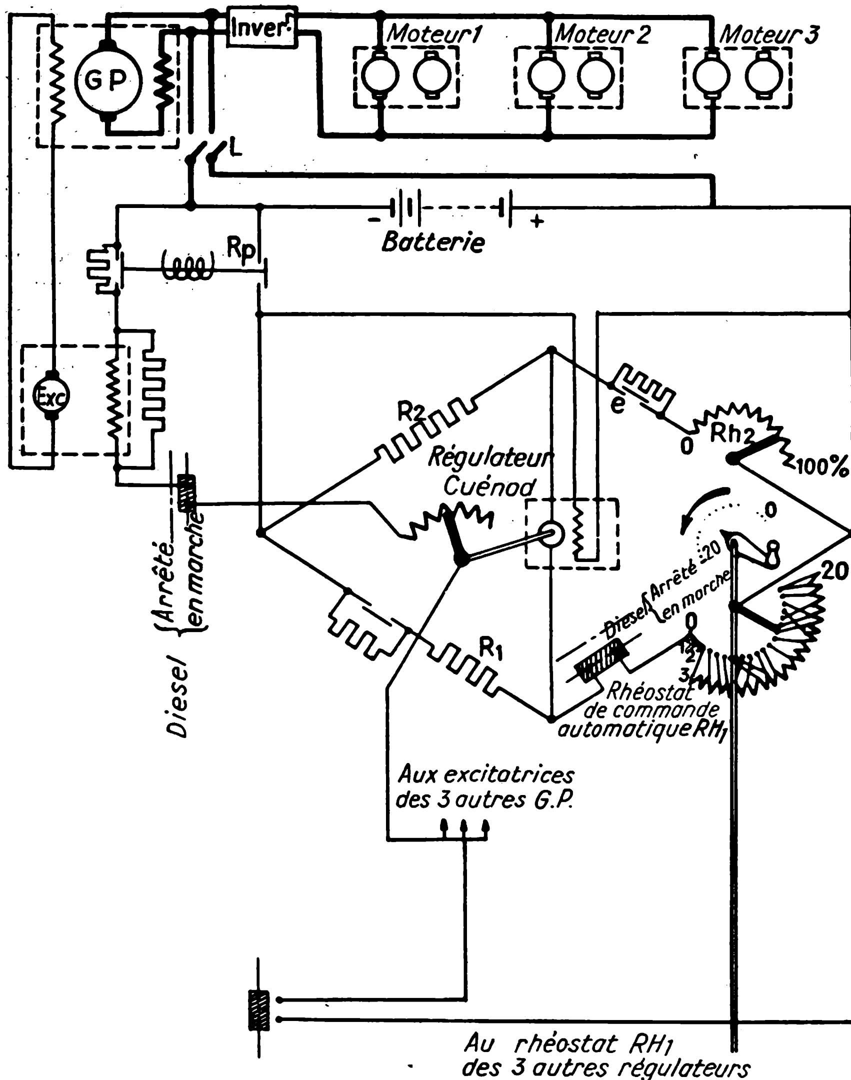


FIG. 284. — Schéma de la régulation automatique de la locomotive 262 DA1.

c'est-à-dire la puissance absorbée par la génératrice principale, de façon que le Diesel fonctionne à injection constante, donc à puissance constante.

Si, par exemple, le moteur est surchargé, le régulateur du combustible commande l'augmentation du cran d'injection et la résistance Rh_2 aug-

mente. Le pont étant déséquilibré, un courant traverse l'induit du régulateur Cuenod, qui insère des spires résistantes supplémentaires dans le circuit d'excitation des excitatrices. On voit que les moteurs Diesel ne peuvent, de ce fait, être surchargés, même en cas de fonctionnement défectueux d'un ou plusieurs cylindres.

7.6. APPLICATION A LA TRACTION ELECTRIQUE.

7.6.1. Machines à courant continu. Métadyne.

En général, sur les machines à courant continu, on fait varier la tension :

— au démarrage, en insérant des résistances dans le circuit de traction;

— pour obtenir différentes allures de marche, en couplant les moteurs de plusieurs manières (série, série-parallèle, parallèle, par exemple).

On peut également agir sur le champ en shuntant un certain nombre de spires des inducteurs.

Une autre solution, peu employée en courant continu, consiste à utiliser un groupe moteur-générateur, genre Ward-Léonard.

On peut, plus élégamment, faire varier la tension en se servant d'une dynamo spéciale appelée métadyne, inventée par l'ingénieur italien Pestarini, et comportant, comme l'amplidyne, quatre lignes de balais (en principe.)

La métadyne est utilisée non seulement en traction terrestre, mais aussi sur des navires à la propulsion et à la commande des agrès de levage.

Elle est constituée par un induit à collecteur entraîné à une vitesse constante N par un moteur auxiliaire.

Pour simplifier, on peut supposer l'induit muni de deux enroulements distincts et de deux collecteurs. Cet induit tourne à l'intérieur d'un stator constitué par une couronne cylindrique en métal magnétique ne comportant pas de pôles et servant uniquement à permettre la fermeture des flux de réaction d'induit. Sur chaque collecteur frottent deux lignes de balais symétriques, les lignes de balais du premier collecteur étant calées à angle droit avec celles du second.

Soit E_1 la tension appliquée entre les balais B_1, B'_1, et I_1 le courant correspondant; ce courant donne naissance à un flux induit Φ_1 (*fig. 285*). Ce flux est fixe dans l'espace, sa position étant déterminée par celle des balais B_1, B'_1.

Le second enroulement tournant dans un champ fixe est parcouru par un courant I_2 de force électromotrice E_2 proportionnelle au flux Φ_1 et à la vitesse de rotation N. Si n_2 est le nombre de conducteurs du second enroulement, on a :

$$E_2 = K\, n_2\, N\, \Phi_1.$$

Ce courant I_2 recueilli entre les balais B_2, B'_2 traverse le circuit d'utilisation monté en série avec l'enroulement secondaire; dans cet enroulement, il produit lui-même un flux Φ_2. C'est ce flux qui induit

dans le primaire une force contre-électromotrice égale à E_1, force contre-électromotrice qui limite le courant I_1. En effet, sans cette force contre-électromotrice, le circuit primaire serait en court-circuit.

Si n_1 est le nombre de conducteurs de l'enroulement primaire, on a donc :

$$E_1 = K\,n_1\,N\,\Phi_2$$

et, par ailleurs, les flux Φ_1, Φ_2 sont proportionnels aux ampères-tours correspondants.

$$\Phi_1 = K'\,n_1\,I_1$$
$$\Phi_2 = K'\,n_2\,I_2$$

d'où l'on déduit :

$$E_1 = K\,K'\,n_1\,n_2\,N\,I_2$$
$$E_2 = K\,K'\,n_1\,n_2\,N\,I_1$$

d'où :

$$E_1\,I_1 = E_2\,I_2.$$

La métadyne a donc les mêmes propriétés en courant continu qu'un transformateur statique en courant alternatif.

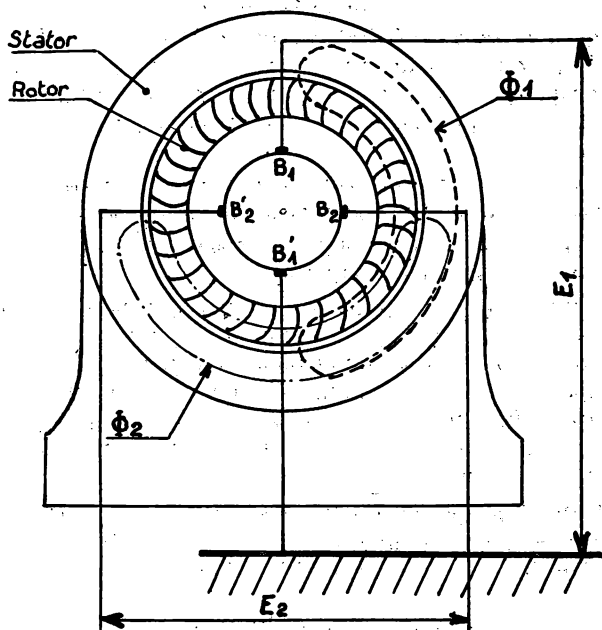


FIG. 285. — Métadyne.

Pour faire varier l'intensité, il suffit de faire varier la vitesse N du groupe tournant en agissant sur l'excitation du moteur d'entraînement. Celui-ci ne fournit que l'énergie correspondant aux pertes dans la métadyne.

Cette dernière, alimentant un moteur à courant continu, permet donc de résoudre tous les problèmes de variation de la vitesse et du couple.

7.6.2. Locomotives à courant monophasé.

Dans ces machines, on retrouve, sous des formes un peu différentes de celles étudiées précédemment, les variateurs électroniques et le groupe Ward-Léonard.

7.6.2.1. Les locomotives à redresseurs. — Sur les machines alimentées en courant alternatif, on utilise, la plupart du temps, pour l'obtention d'une tension continue, des redresseurs à vapeur de mercure. Ce sont, en somme, des thyratrons à cathode froide. On peut les classer en deux grandes familles : polyanodiques et monoanodiques. Ces derniers — ignitrons et excitrons — ont fait dans ce domaine une apparition récente.

A la différence des variateurs électroniques, le réglage de la tension se fait presque toujours sur l'alimentation en courant alternatif par le moyen d'un autotransformateur à prises multiples (*fig. 286*, schéma de principe de la locomotive E 244-11 de la Deutsche Bundesbahn, ligne du Hollental, construction B.B.C.).

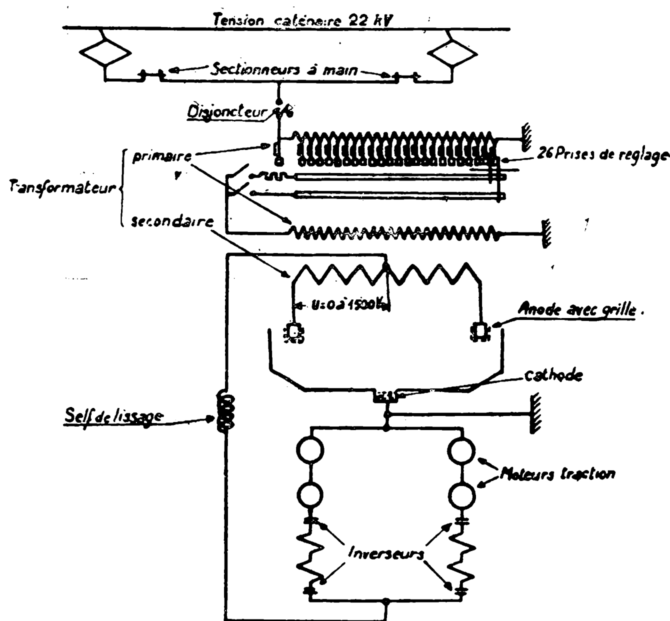


Fig. 286. — Locomotive BBC E-244-11 (schéma de principe).

Toutefois, sur la machine E 244-01, de construction A.E.G., utilisée sur la même ligne, il existe un dispositif de réglage par commande des grilles du redresseur (schéma *fig. 287*).

L'enroulement secondaire du transformateur principal alimente les deux groupes d'anodes A et B d'un redresseur. Les anodes A comprennent deux groupes de quatre anodes alimentées sur des prises spéciales, telles

que la tension soit les 65 % de la tension totale aux bornes du secondaire. Les anodes du système B comportent, elles aussi, deux groupes de quatre anodes connectées aux deux extrémités du secondaire du transformateur.

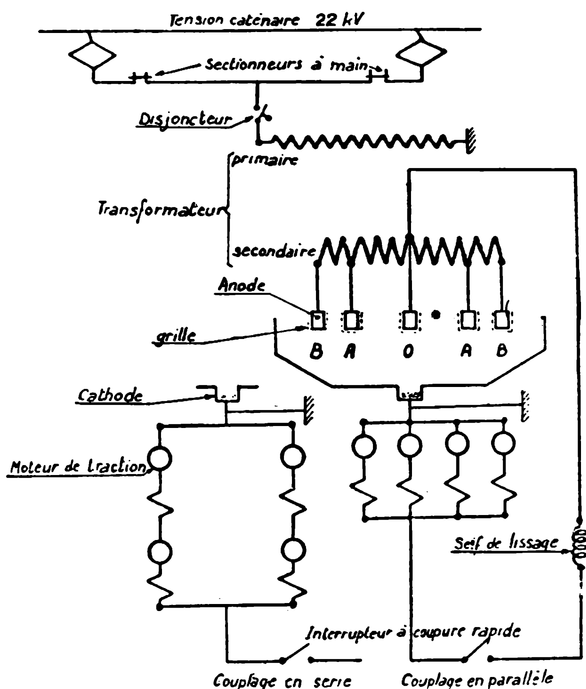


Fig. 287. — Locomotive AEG E-244-01 (schéma de principe).

Une self d'amortissement disposée en série dans le circuit des moteurs a pour but de diminuer les ondulations de tension.

Le réglage de la tension des anodes A et B s'obtient à l'aide de la commande des grilles. Les grilles polarisées négativement reçoivent des impulsions positives de forme spéciale, déphasées par rapport à la tension anodique à l'aide de deux régulateurs d'induction.

Pour faire varier la tension, on alimente d'abord les anodes A pendant une fraction de plus en plus longue de la période et, enfin, pendant la période complète. Ensuite, tout en maintenant les anodes A ainsi alimentées, on opère de la même façon avec les anodes B. On fait ainsi varier la tension redressée moyenne d'une façon continue entre 0 et sa valeur maximum (*fig. 288*).

Les redresseurs à vapeur de mercure se différencient essentiellement des thyratrons par leur cathode froide en mercure. Pour amorcer le redresseur, il faut créer une tache cathodique. Dans les redresseurs polyanodiques, cette tache est entretenue par l'arc passant d'une anode sur l'autre à chaque alternance de tension.

Au contraire, dans les redresseurs monoanodiques, l'arc disparaît et la tache s'éteint pendant la demi-période où l'anode est négative par rapport à la cathode, qui est reliée au point milieu du secondaire du transformateur d'alimentation.

On peut entretenir une tache cathodique permanente à l'aide d'une électrode auxiliaire (excitron).

On peut, également, allumer la tache à chaque période, c'est ce que l'on réalise dans l'ignitron, grâce à un *igniteur.* Celui-ci est une électrode spéciale en carborundum ou autre matériau semi-conducteur qui plonge dans le mercure.

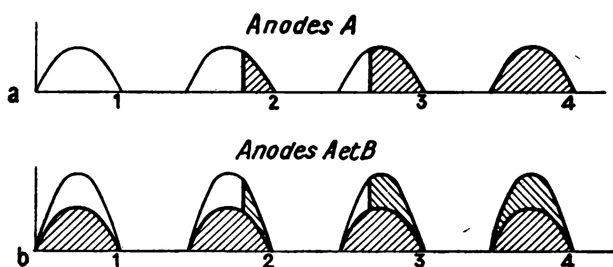


Fig. 288.

Si l'on fait passer dans cette électrode un courant suffisamment intense (10 à 30 ampères) allant de l'igniteur vers le mercure, une tache cathodique s'amorce instantanément sur la ligne de contact. Ce procédé est très précis et permet l'amorçage de l'arc à un instant parfaitement déterminé de la période. On peut donc régler par l'instant d'amorçage la tension fournie par l'ignitron, à l'aide d'un régulateur d'induction.

La S. N. C. F. a équipé avec des ignitrons une automotrice et quatorze locomotives (BB. 12 000) (*fig. 289*).

7.6.2.2. Machines à groupes tournants. — De nombreuses applications du principe du groupe Ward-Léonard ont été faites sur les locomotives à courant alternatif pour utiliser les possibilités des transmissions à courant continu.

Le moteur alternatif est du type asynchrone (Westinghouse BBB 20 003) ou synchrone (Alsthom, locomotives CC de la série 14 100).

Sur ces dernières, chaque génératrice comporte une excitation séparée et une excitation anticompound. Il en résulte que sa caractéristique de tension est sensiblement une droite inclinée de la forme :

$$U = A - B I$$

sous réserve que les inducteurs ne soient pas saturés.

L'intensité au démarrage ($U = 0$) ne peut donc dépasser une valeur limite.

Le moteur synchrone entraîne deux génératrices principales et deux excitatrices. Les génératrices peuvent fournir un courant continu de tension variable entre 0 et 700 volts, et alimentent chacune trois moteurs couplés en parallèle.

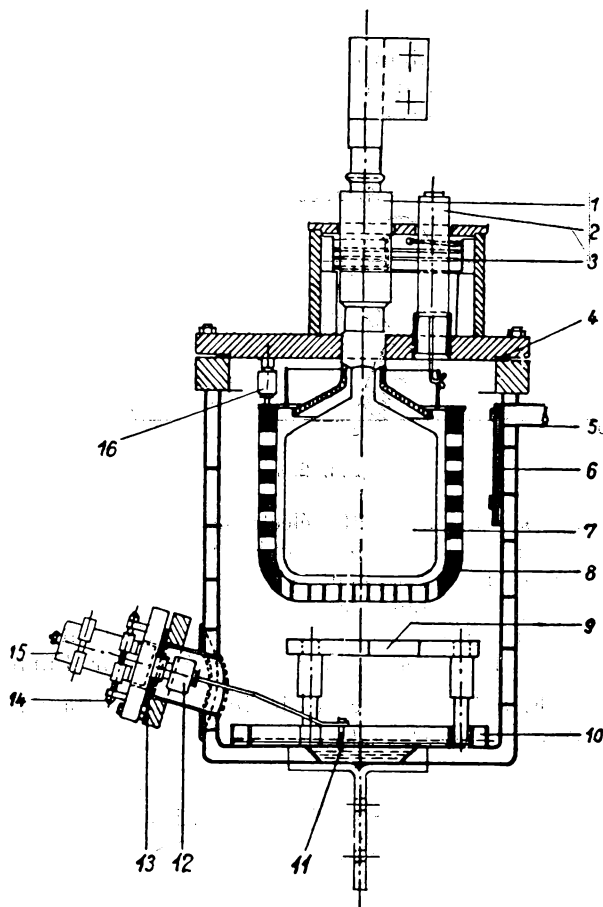


Fig. 289. — *Coupe d'un ignitron :* 1 Introduction d'anode. — 2 Introdution de grille. — 3 Réchauffeur. — 4 et 13 Joints. — 5 Sortie vers la pompe à vide. — 6 Déflecteur de captage des vapeurs de mercure. — 7 Anode. — 8 Grille. — 9 Déflecteur à vapeur de mercure. — 10 Rigole de récupération du mercure. — 11 Igniteur. — 12 Support d'igniteur. — 14 Réglage de profondeur de l'igniteur. — 15 Introduction de l'igniteur. — 16 Support de grille isolant.

CHAPITRE VIII

TRANSMISSIONS ÉLECTRIQUES A COURANT ALTERNATIF

8.1. COURANT MONOPHASE.

Le courant alternatif est très rarement utilisé en cette matière et la meilleure preuve en est la variété des types de transmissions créés pour être utilisés avec des moteurs alternatifs. Cela résulte de deux considérations :

a) Le moteur d'induction alternatif, simple de construction, ne fonctionne avec un fort couple et un bon rendement que dans des limites de vitesses très étroites (moteur asynchrone) ou même à vitesse strictement constante (moteur synchrone). Il ne développe aucun couple au démarrage.

b) Le moteur monophasé à collecteur, de construction plus complexe, peut, à condition que son excitation soit fournie par le réseau, fonctionner à vitesse variable comme le moteur à courant continu. En effet, l'inversion du courant se faisant simultanément dans l'induit et dans les inducteurs, le couple ne change pas de signe et les propriétés théoriques des moteurs continus se retrouvent si on les alimente en alternatif.

Mais des problèmes nouveaux apparaissent, dus aux phénomènes de self induction dans les enroulements et aux flux alternatifs dans les circuits magnétiques. Ces flux provoquent la naissance de forces électromotrices alternatives qui compliquent considérablement les phénomènes de commutation.

Ces problèmes ont été, tout récemment, résolus de façon satisfaisante pour la traction électrique en courant monophasé à fréquence industrielle [1]. Les solutions correspondantes pourraient certainement être appliquées, avec une aisance encore plus grande, aux machines-outils, et,

1. Pour tout ce qui concerne la traction électrique, le lecteur pourra se reporter à l'ouvrage du même auteur *La Traction Electrique et Diesel-Electrique,* Eyrolles, éditeur.

avec un appareillage analogue, mais moins complexe, concurrencer les variateurs électroniques à courant continu.

Dans tous les cas, la variation de vitesse s'effectue très simplement : le moteur est alimenté par un transformateur à prises multiples qui permet de faire varier la tension.

8.2. COURANT TRIPHASE.

Devant la difficulté d'utiliser directement le courant monophasé, en particulier à la traction électrique, on a eu l'idée de faire de véritables transmissions à courant triphasé. Appliquée d'abord sur les chemins de fer hongrois, par de Kando, cette solution s'est étendue aux locomotives françaises CC 14 000, construites pour les artères du Nord-Est.

Les moteurs d'induction triphasés possèdent sur les moteurs monophasés l'avantage essentiel de pouvoir fournir leur couple maximum à toutes les vitesses comprises entre 0 et la vitesse de synchronisation par simple insertion de résistances dans les circuits du rotor.

Les courbes de couple d'un moteur triphasé sont représentées, sur la figure *290*, en fonction du glissement g, pour différentes valeurs de la résistance rotorique.

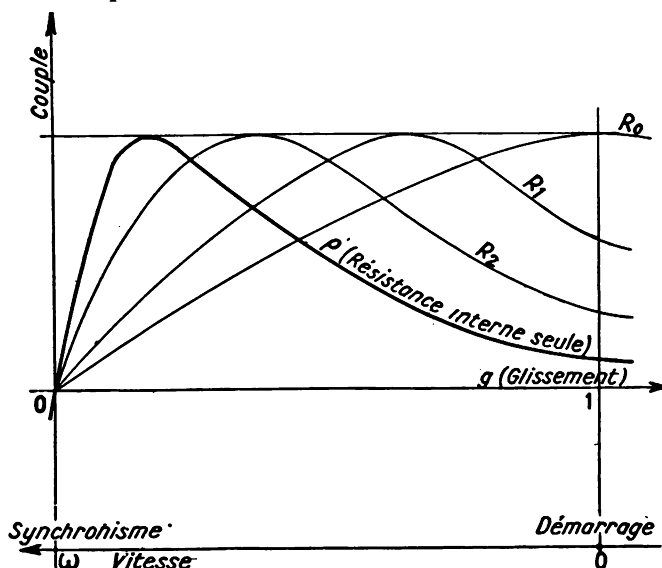


FIG. 290. — Couple d'un moteur triphasé en fonction du glissement et de la résistance rotorique.

Si la fréquence du courant est N, le vecteur champ tourne à la vitesse :

$$\omega = 2 \pi N.$$

Si ω' est la vitesse de rotation du moteur, le glissement g est défini par la formule :

$$g = \frac{\omega - \omega'}{\omega}.$$

D'autre part, on peut faire varier la vitesse de synchronisme en modifiant le nombre de pôles par changement de couplage des conducteurs du stator.

Dans les types anciens de machines monotriphasées, le courant était donc transformé en triphasé par un convertisseur de phases tournant, et la variation de la vitesse obtenue, comme indiqué ci-dessus, par insertion de résistances dans le circuit du rotor au démarrage, par changement du nombre de pôles et, quelquefois, par couplage des moteurs en cascade.

Les machines les plus modernes comportent, en plus du convertisseur de phases, un convertisseur de fréquence discontinu (Ganz - de Kando) ou continu (Oerlikon - S. N. C. F.), qui permet de faire varier la vitesse de synchronisme.

Les convertisseurs de fréquence triphasés étant susceptibles de fournir une solution intéressante à certains problèmes industriels, donnons quelques indications sur ces deux dispositions.

8.2.1. Système Ganz-de Kando.

Le convertisseur de phases de Kando entraîne également le rotor d'un convertisseur de fréquence, qui tourne donc à la vitesse de synchronisme. Le stator de ce convertisseur de fréquence est alimenté en triphasé (par le convertisseur de phases) et son bobinage comporte des sections qui peuvent être couplées pour constituer deux, quatre ou six pôles. Enfin, on peut inverser le sens du courant triphasé dans ce stator. Le champ tournant dans le stator peut donc avoir des vitesses différentes dans les deux sens de rotation possibles (en fait, on utilise les vitesses $+ 50$, $+\frac{50}{2}$ $+\frac{50}{3}$ et $- 50$), alors que le rotor tourne toujours à la même vitesse ($- 25$ tours/s). Les courants induits dans le rotor, bobiné en triphasé, ont une fréquence égale à la différence des vitesses de rotation du champ tournant et du rotor (compte tenu du nombre de paires de pôles, c'est-à-dire du nombre de champs tournants). On obtient ainsi des courants à 25, 75, 100 et 125 Hz. La fréquence 50 est prise directement aux bornes du convertisseur de phases, ce qui donne, au total, cinq vitesses de synchronisme (*fig. 291*).

8.2.2. Système Oerlikon-S. N. C. F.

Ici, le convertisseur de fréquence transforme le triphasé 50 Hz fourni par un convertisseur de phases en triphasé à fréquence progressivement variable de 0 à 135 Hz.

Il comporte un rotor à huit pôles, alimenté en permanence en triphasé 50 Hz, et entraîné par un moteur à courant continu à vitesse variable. Ce moteur est alimenté sous tension variable par une génératrice auxiliaire (système Ward-Léonard) et sa vitesse peut varier de $- 750$ à

+ 1 280 tours/minute (— 12,5 à 21,33 tours/s). Le rotor comportant quatre champs tournants, dont la vitesse propre de rotation est $+ \frac{50}{4} = 12{,}5$ tours/seconde, le courant induit dans les bobinages triphasés du stator possède une fréquence variant de :

$$4\,(+\ 12{,}5 - 12{,}5) = 0$$

$$\text{à} : 4\,(+\ 12{,}5 + 21{,}33) = 135{,}33 \text{ Hz.}$$

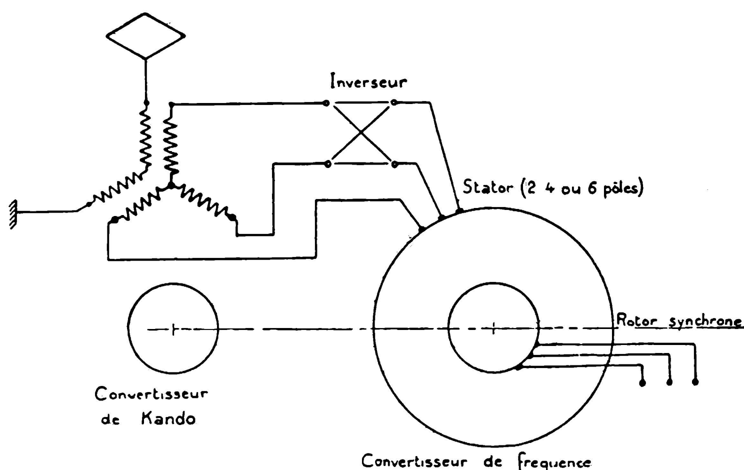


Fig. 291. — Principe du système Ganz-de Kando.

CHAPITRE IX

CONCLUSION

Cette étude a surtout pour but de donner aux utilisateurs :

— les moyens de savoir ce qu'ils doivent demander à une transmission, c'est-à-dire d'abord de poser le problème;

— les différents types de solutions possibles, décrits, en général, de façon assez succincte, à part quelques exemples destinés, dans chaque famille, à montrer les difficultés à résoudre et les méthodes utilisées à cet effet;

— un type déterminé étant retenu, les éléments essentiels pour l'étude et le calcul de la transmission choisie.

Dans ce domaine, il était évidemment impossible d'aller au-delà d'une certaine limite, sans quoi il aurait été nécessaire, par exemple, de reprendre en entier l'électricité appliquée aux machines.

Ainsi réduite à ce qui m'a paru essentiel, elle ne vise qu'à informer et nullement à permettre un choix entre différentes solutions techniquement possibles, *quand il en existe plusieurs*, ce qui n'est pas toujours le cas.

Pour atteindre cet objectif, elle aurait dû faire état de considérations économiques qui, plus encore que les affirmations dans le domaine technique, risqueraient d'être rapidement périmées. L'allure extraordinaire des progrès réalisés chaque jour ne peut qu'inciter le technicien à la modestie et à la prudence.

Quant au réalisateur, s'il m'est permis, en conclusion, de lui donner un seul conseil, il sera très simple : avant toute chose, bien poser le problème. Définir les données, les exigences, les limites. Le reste est, presque toujours, un jeu d'enfant. Un problème bien posé est à moitié résolu.

ANNEXE I

PREMIERE PARTIE

CHAPITRE V

RAPPEL SUCCINCT DE RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

5.1. ELASTICITE.

5.1.1. Contrainte en un point.

Considérons un solide quelconque soumis à des efforts extérieurs. En pensée, coupons-le en deux parties par une surface S (*fig. 292*). Avant cette coupure, le solide était en équilibre sous l'action des forces extérieures. Les deux parties du corps que nous venons de déterminer étaient

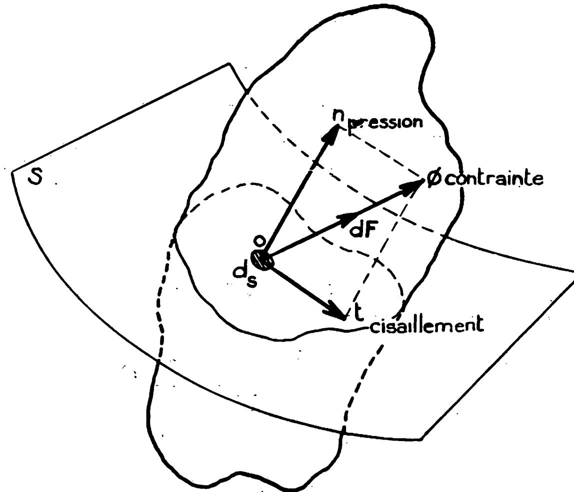


FIG. 292. — Contrainte en un point d'un corps.

donc également équilibrées sous l'effet de ces forces et des forces de liaison à travers la surface S. Ces dernières étant supprimées, il faut, à la surface de séparation, appliquer sur chaque élément de nouvelles forces pour rétablir l'équilibre. Sur un élément de surface *ds*, nous devons appliquer une certaine force *d*F. *d*F est la *force élastique* relative à l'élément *ds*; la force élastique par unité de surface :

$$\frac{dF}{ds} = \Phi$$

est la *contrainte* en ce point.

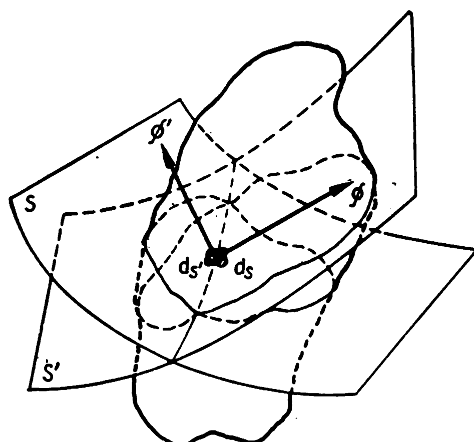


Fig. 293. — La contrainte en un point varie selon la surface de coupure envisagée.

La projection *n* de cette contrainte sur la normale à *ds* est la *pression*. C'est une *compression* si les deux lèvres de la coupure tendent à se rapprocher : elle est dite positive. Sinon, c'est une *traction* : elle est dite négative.

La composante *t* de la contrainte dans le plan de *ds* est le *cisaillement*.

5.1.2. Domaine élastique.

L'application d'efforts à un solide provoque la naissance de contraintes dans tous les points du solide, et ces contraintes entraînent des déformations. On dit qu'un matériau est dans son *domaine élastique* quand les déformations sont réversibles et proportionnelles aux contraintes.

Lorsque les forces augmentent au-delà de la limite élastique, une partie des déformations subsiste après suppression des forces : il y a alors une *déformation permanente*. Dans le cas des métaux, cette déformation s'appelle *l'écrouissage*.

5.1.3. Etude des contraintes autour d'un point.

5.1.3.1. Représentation dans l'espace. Ellipsoïde de Lamé. — Reprenons le solide utilisé précédemment. Nous pouvons le couper par une autre surface S' passant par le même point O autour duquel nous avions pris un élément de surface *ds*. Nous aurons alors à considérer un autre élément de surface *ds'* auquel est appliquée une autre contrainte Φ (voir *fig. 293*).

Rapportons-nous à un système d'axes de coordonnées rectangulaires. Il existe une infinité de plans passant par le point O et définis par leurs cosinus directeurs α, β, γ [1].

A chacun de ces plans, on peut faire correspondre une petite surface *ds* et, par conséquent, une contrainte Φ (voir *fig. 294*).

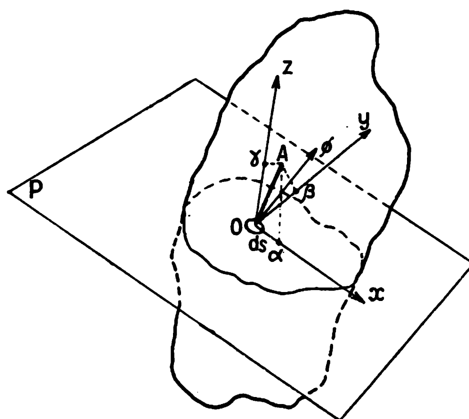


Fig. 294. — Définition d'un plan de section par ses cosinus directeurs (OA = 1, OA ⊥ P)

On montre que (voir *fig. 295*) :

— sur deux plans orthogonaux quelconques, les composantes du cisaillement perpendiculaires à l'intersection des deux plans sont obligatoirement égales (et simultanément divergentes ou convergentes);

— il en résulte que la contrainte Φ correspondant à un plan quelconque α, β, γ est déterminée en fonction :

— des pressions N_1, N_2, N_3 exercées sur les plans yOz, zOx, xOy du tièdre de référence;

— des composantes de cisaillement T_1, T_2, T_3 parallèles à ces mêmes plans;

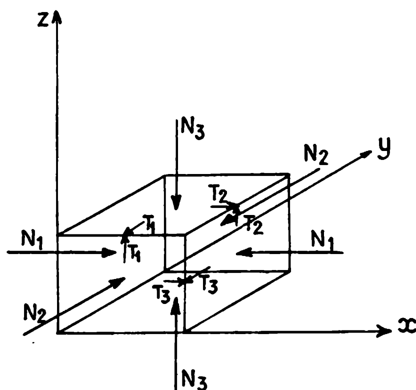


Fig. 295. — Composantes des contraintes autour d'un point.

— si l'on représente chaque contrainte par un vecteur de longueur proportionnelle, les extrémités de tous les vecteurs contraintes autour d'un point sont situées sur un ellipsoïde.

Cet ellipsoïde peut être rapporté à ses axes, et les longueurs N_1, N_2, N_3, de ses demi-axes, s'appellent *contraintes principales* au point O. Elles correspondent à des éléments de surface *ds* situés dans des plans pour lesquels le cisaillement est nul.

Si l'on rapporte également aux trois axes de l'ellipsoïde des contraintes en O les cosinus di-

1. Rappelons qu'on appelle cosinus directeurs d'un plan les projections α, β, γ sur les trois axes d'un vecteur OA de longueur égale à l'unité construit sur une normale au plan. On a donc :

$$\alpha^2 + \beta^2 + \gamma^2 = 1.$$

recteurs α, β, γ, on montre que la contrainte Φ relative à une petite surface *ds* du plan ainsi défini a pour composantes suivant les axes :

$$X = \alpha N_1; \quad Y = \beta N_2; \quad Z = \gamma N_3.$$

Cet ellipsoïde s'appelle ellipsoïde de Lamé (*fig. 296*). Son équation rapportée aux axes des contraintes principales s'écrit :

$$\frac{X^2}{N_1{}^2} + \frac{Y^2}{N_2{}^2} + \frac{Z^2}{N_3{}^2} = 1.$$

5.1.3.2. Représentation dans le plan. Cercle de Mohr. — La représentation des contraintes dans l'espace par l'ellipsoïde de Lamé n'est pratiquement pas utilisable pour les raisons suivantes :

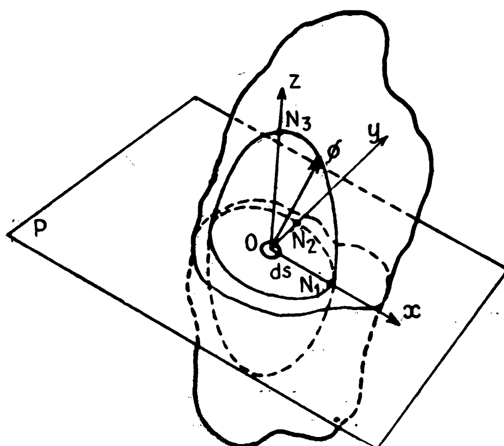


Fig. 296. — Ellipsoïde de Lamé.

a) un élément de surface *ds* étant donné, rien ne permet de lui faire correspondre de façon simple l'extrémité du vecteur-contrainte sur l'ellipsoïde;

b) réciproquement, un point de l'ellipsoïde étant donné, on ne sait pas à quel élément de surface il correspond;

c) la grandeur seule du vecteur contrainte n'a, en elle-même, aucune signification; ce qui importe, comme nous le verrons plus loin, c'est la direction de ce vecteur par rapport à la normale, et c'est seulement compte tenu de cette direction ou, en d'autres termes, de la valeur relative des composantes de pression et de cisaillement que la valeur absolue de la contrainte prend une signification.

Pour illustrer cette affirmation, citons le cas de la compression hydrostatique, c'est-à-dire de l'état de contraintes dans lequel un solide est soumis à des pressions égales sur toutes les directions de surface (cas d'un corps plongé dans la mer à une très grande profondeur, par exemple). Aussi importante que soit la valeur absolue de la pression, un corps *isotrope* soumis à cet état de contraintes ne peut être détruit.

Une représentation dans l'espace n'étant pas pratique, on la remplace, en général, par une représentation plane soit en perspective, soit à l'aide de courbes correspondant aux différentes valeurs d'un paramètre. Dans notre cas aucun paramètre ne s'impose. Par contre, ce qu'il importe de connaître, c'est la grandeur des deux variables *n* et *t*, composantes de la contrainte dans le plan NOT défini par :

— la normale à la surface *ds* (axe des N);

— le vecteur contrainte.

La section par ce plan de l'élément de surface ds est une petite longueur de l'axe des T de part et d'autre de O (*fig. 297*).

Cherchons dans ce plan l'extrémité du vecteur contrainte.

La grandeur de la contrainte est donnée par la somme des carrés de ses composantes, d'où :

$$n^2 + t^2 = N_1^2 \alpha^2 + N_2^2 \beta^2 + N_3^2 \gamma^2.$$

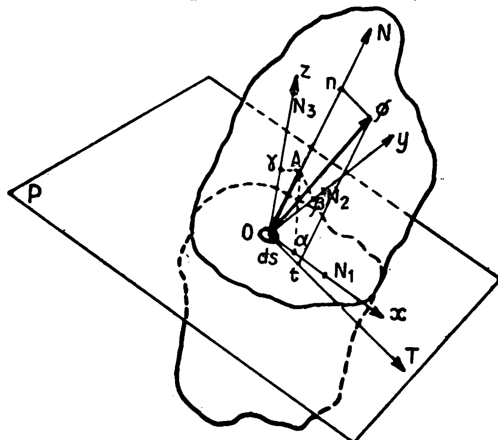


Fig. 297. — Représentation de la contrainte dans le plan N O T. Le trièdre O x y z est défini par les axes de l'ellipsoïde de Lamé dont les 1/2 axes ont pour valeur N_1, N_2, N_3.

La pression n est la projection de cette contrainte sur le vecteur perpendiculaire au plan, d'où :

$$n = \alpha X + \beta Y + \gamma Z = N_1 \alpha^2 + N_2 \beta^2 + N_3 \gamma^2.$$

Enfin, par définition :

$$\alpha^2 + \beta^2 + \gamma^2 = 1.$$

Si l'on se fixe une valeur de α, par exemple, on peut éliminer β et γ : physiquement, cela revient à faire tourner le plan contenant ds autour de Ox. (Il enveloppe alors un cône.) Les équations ci-dessus étant linéaires en α^2, β^2, γ^2, l'équation en n et t qui résulte de l'élimination contient le groupement $n^2 + t^2$. Toutes réductions faites, elles s'écrit :

$$n^2 + t^2 - n(N_2 + N_3) - N_1^2 \alpha + N_1(N_1 + N_2 + N_3)\alpha^2 - N_2 N_3 = 0.$$

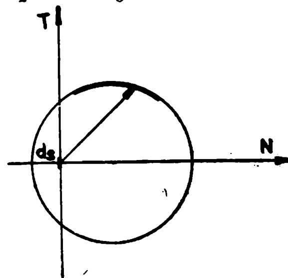


Fig. 298. — Représentation de la contrainte Φ dans le plan NOT quand un des cosinus directeurs du plan de section reste constant.

C'est celle d'un cercle. Le centre de ce cercle ne dépend pas de α et est situé sur l'axe des N, au milieu du segment $N_2 N_3$ (*fig. 298*).

Ce cercle n'est d'ailleurs pas décrit en entier quand β et γ varient. Le lieu de l'extrémité du vecteur contrainte est constitué par deux arcs de cercles symétriques par rapport à On.

On peut faire $\alpha = 0$; le plan de *ds* pivote alors autour de Ox; on obtient le diamètre du cercle correspondant pour les valeurs extrêmes de la contrainte N_2 et N_3, obtenues respectivement pour :

$$\beta = 1; \quad \gamma = 0 \quad \text{et} \quad \beta = 0; \quad \gamma = 1.$$

Ce cercle est décrit en entier.

En opérant de même avec β et γ, on obtient deux autres cercles construits respectivement sur N_1 N_3 et N_2 N_1 comme diamètres (*fig. 299*). Ces trois cercles, dits cercles principaux, sont tangents entre eux, et l'on montre que les extrémités de tous les vecteurs contraintes relatifs au point O sont situés dans la surface comprise entre les trois cercles.

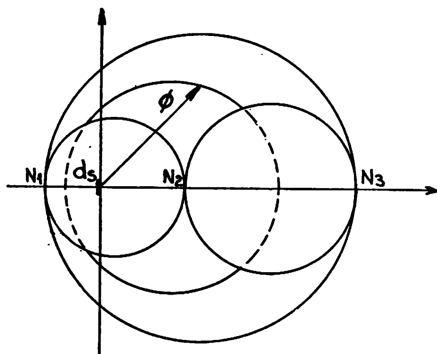


FIG. 299. — Cercles principaux - Cercles de Mohr. La contrainte Φ, représentée dans les figures 297, 298, 299, correspond aux mêmes valeurs de α, β, γ. Les cercles principaux correspondent à : $\alpha = 0$, $\beta = 0$, $\gamma = 0$.

Le plus grand de ces cercles s'appelle cercle de Mohr. On voit que les vecteurs de grandeur maximum autour d'un même point sont ceux s'appuyant sur le cercle de Mohr.

On notera que, sur les cercles principaux, le point représentatif de l'extrémité du vecteur contrainte tourne deux fois plus vite que le plan correspondant contenant l'élément *ds*.

En effet, alors que l'espace entier est balayé par une rotation totale de π d'un plan autour de l'un quelconque des axes, l'extrémité du vecteur tourne de 2π sur le cercle. On en aura une confirmation en remarquant que les axes de l'ellipsoïde de Lamé, qui sont à $\frac{\pi}{2}$ l'un de l'autre, correspondent à des vecteurs contraintes de pression pure (cisaillement nul), c'est-à-dire aux points N_1, N_2, N_3 de l'axe On.

Dans cette représentation, on n'oubliera pas que l'observateur est lié au plan nOt normal à l'élément *ds*, mais que cet élément prend toutes les positions possibles dans l'espace autour du point O.

5.1.4. Cercle de Mohr. dans quelques cas particuliers de contraintes.

5.1.4.1. La traction simple : $N_1 = -n$ et $N_2 = N_3 = 0$ (*fig. 300*). Le cercle de Mohr a pour diamètre n. Il est tangent à l'élément de surface du côté négatif ou des tractions.

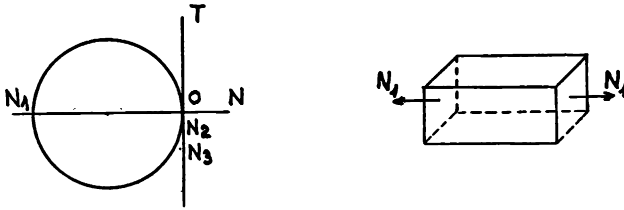


FIG. 300. — Cercle de Mohr en traction simple.

5.1.4.2. La compression simple : $N_1 = n$ et $N_2 = N_3 = 0$ ne diffère du système précédent que par le signe. Le cercle de Mohr est du côté positif (*fig. 301*).

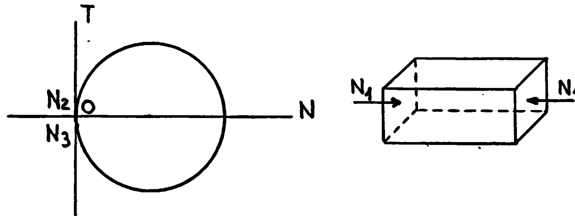


FIG. 301. — Cercle de Mohr en compression simple.

5.1.4.3. Le cisaillement simple : $N_1 = -N_3 = t$ et $t > N_2 > -t$. Le cercle de Mohr a pour diamètre $2\,t$ et le centre est au point O. La contrainte dans les positions OT et OT' est un cisaillement de grandeur t (*fig. 302*).

Les deux vecteurs cisaillement étant ainsi à 90° des directions principales sur le cercle de Mohr, les plans sur lesquels ces cisaillements agissent sont à 45° des plans principaux.

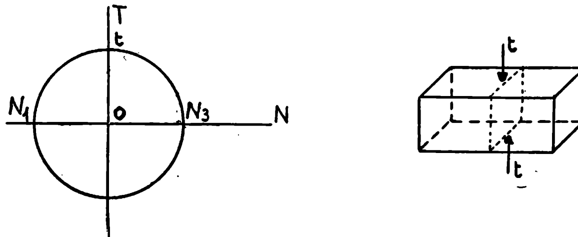


FIG. 302. — Cercle de Mohr en cisaillement simple.

Il en résulte qu'un cisaillement pur suivant une direction peut être remplacé par un système comportant une compression et une traction, perpendiculaires entre elles, et à 45° de la direction du cisaillement (1).

---

1. D'après M. Vallette, il n'y aurait jamais rupture de la matière par cisaillement, mais par traction.

5.1.4.4. L'étreinte correspond à deux compressions principales égales et à une troisième nulle $N_1 = N_2 = n$, $N_3 = 0$. Le cercle fondamental est le même que pour la compression simple (*fig. 303*).

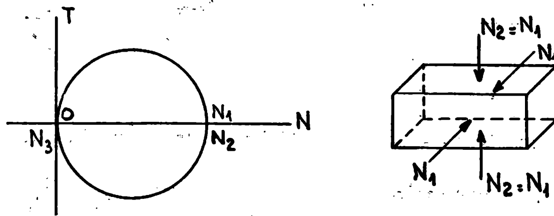


FIG. 303. — Cercle de Mohr en étreinte.

5.1.4.5. La compression avec étreinte : $N_1 = N_2 = n$, $N_3 = n'$. Le cercle fondamental est du côté positif (*fig. 304*).

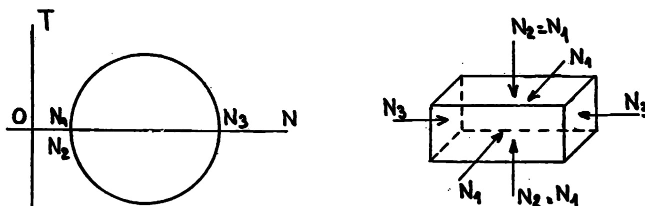


FIG. 304. — Compression avec étreinte.

5.1.4.6. La compression hydrostatique : $N_1 = N_2 = N_3 = n$. Le cercle fondamental est de rayon nul (*fig. 305*).

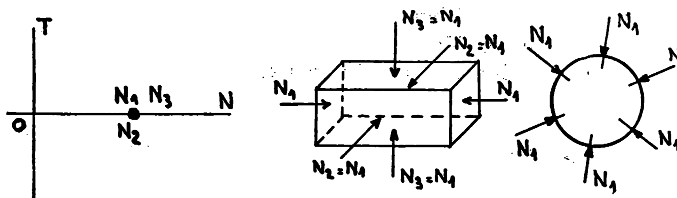


FIG. 305. — Compression hydrostatique.

5.1.4.7. La traction complète : $N_1 = N_2 = N_3 = -n$ ne diffère du système précédent que par le signe (*fig. 306*).

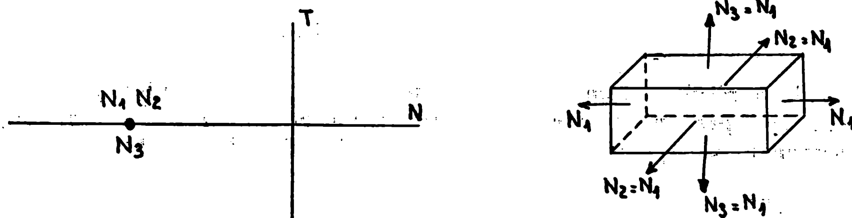


FIG. 306. — Traction complète.

5.1.5. Limite du domaine élastique - Courbe intrinsèque.

Dans le solide utilisé tout à l'heure, faisons varier les forces extérieures jusqu'au moment où la contrainte Φ, relative à la surface fixe *ds*, dépasse la limite élastique. Il se produit alors un glissement permanent suivant la surface *ds*. Pour une autre obliquité de la contrainte Φ, *ds* restant la même, on sortirait du domaine élastique pour une autre grandeur de la contrainte. Si le corps a les mêmes propriétés dans toutes les

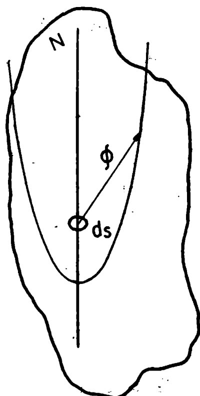


Fig. 307. — Lieu des extrémités des vecteurs contraintes Φ qui dépassent la limite élastique pour l'élément de surface *ds*.

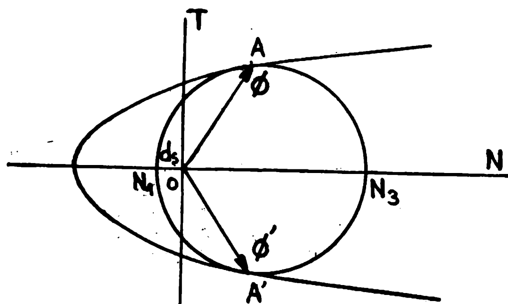


Fig. 308. — Cercle de Mohr et courbe intrinsèque. Lorsque les contraintes augmentent et que le cercle de Mohr devient tangent à la courbe intrinsèque, les contraintes Φ et Φ' aux deux points de contact A et A' dépassent la limite élastique et il s'amorce un glissement suivant l'élément *ds*.

directions (il est *isotrope*), les extrémités des vecteurs sont situées sur une surface de révolution dont l'axe est la normale à l'élément de surface *ds* (*fig. 307*).

La méridienne de cette surface est une courbe d'allure parabolique qui a été nommée par Caquot *courbe intrinsèque*.

Reprenons la représentation de Mohr. Tant que le cercle de Mohr reste à l'intérieur de la courbe intrinsèque, la limite élastique n'est pas atteinte au point considéré. Dès qu'il devient tangent à cette courbe, une des contraintes au moins devient excessive. A cet instant, apparaît la première déformation permanente.

Il en résulte que la courbe intrinsèque est l'enveloppe du cercle de Mohr (*fig. 308*).

Pour un grand nombre de matériaux, cette courbe se représente par une formule de la forme : $a\,n + b = \pm\, t^{3/2}$.

5.2 DEFORMATIONS DUES AUX CONTRAINTES.

5.2.1. Caractéristiques géométriques des déformations.

Considérons, au point O du solide, un petit cube de côté unité construit sur les arêtes du trièdre de référence (*fig. 309*). Lorsque le solide est

soumis à des efforts, le petit cube se déforme. Ces déformations, que l'on suppose continues et infiniment petites, sont de deux natures : des dilatations et des distorsions :

a) *Dilatations.* — Les longueurs des trois côtés OA, OB et OC, qui étaient égales à l'unité, deviennent respectivement :

$$1 + a_1, \quad 1 + a_2, \quad 1 + a_3.$$

a_1, a_2, a_3 sont les dilatations linéaires suivant les trois axes.

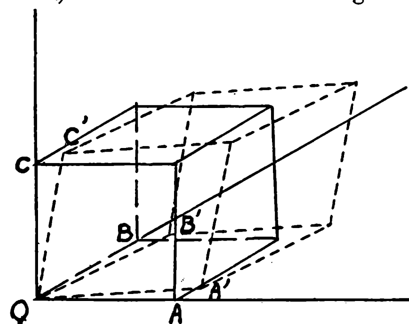


FIG. 309. — Déformation d'un cube de longueur unité OA = OB = OC = 1. OA devient OA' de longueur $1 + a_1$. OB devient OB' de longueur $1 + a_2$. OC devient OC' de longueur $1 + a_3$.

b) *Distorsions.* — Une face du cube, carrée à l'origine, se déforme en un losange; la distorsion *2 b* correspondante est l'angle dont varie l'angle droit du carré (exprimé en radians). Le glissement du côté opposé du carré est aussi égal à *2 b*, puisque la longueur du côté est égale à l'unité.

5.2.2. Déformation la plus générale autour d'un point.

Si l'on change de trièdre de référence autour d'un point O, les dilatations et les distorsions varient.

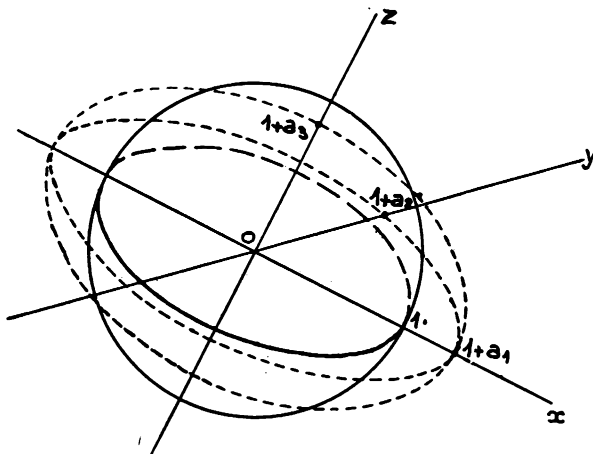


FIG. 310. — Déformation d'une sphère de rayon unité. Les axes Ox, Oy, Oz sont ceux des dilatations principales.

Considérons autour d'un point O une petite sphère de rayon unité (*fig. 310*). Elle se déforme en un ellipsoïde lorsque le solide est soumis à des efforts. Cet ellipsoïde peut être rapporté à ses axes, qui constituent trois directions sans distorsions formant un trièdre trirectangle. Ce sont

les directions des dilatations principales. Les demi-axes de l'ellipsoïde ont pour longueurs : $1 + a_1$, $1 + a_2$, $1 + a_3$.

a_1, a_2, a_3 étant les dilatations suivant ces axes, un cube de côté unité, construit sur ce trièdre, devient dans la déformation un parallélépipède rectangle de côtés : $1 + a_1$, $1 + a_2$, $1 + a_3$. Son volume devient :

$$1 + a_1 + a_2 + a_3$$

$\theta = a_1 + a_2 + a_3$ est la dilatation cubique.

5.2.3. Relations entre les contraintes et les déformations.

Nous avons vu qu'en un point le champ des contraintes est défini par rapport à un trièdre de référence quelconque par six paramètres N_1, N_2, N_3, T_1, T_2, T_3, et les déformations par six paramètres a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3. *Dans le domaine élastique, les déformations sont proportionnelles aux contraintes et inversement* [1]. *De plus, nous les supposons petites.*

Il existe donc six relations linéaires liant chacun des paramètres contraintes aux déformations, relations de la forme :

$$N_1 = m_1 a_1 + m_2 a_2 + m_3 a_3 + m_4 b_1 + m_5 b_2 + m_6 b_3.$$

Les coefficients m_1, m_2... sont les coefficients d'élasticité. Ils sont au nombre de 36. On montre qu'ils se ramènent à deux pour les corps isotropes, et les relations entre les contraintes et les déformations s'écrivent :

$$N_1 = \lambda (a_1 + a_2 + a_3) + 2 \mu a_1$$
$$T_1 = 2 \mu b_1$$

λ et μ sont appelés coefficients de Lamé.

5.2.4. Cas particuliers de déformations.

5.2.4.1. Traction et compression simples. — Si, au cours de cet essai, on porte sur un diagramme en abcisses les déformations et en ordonnées les contraintes, on obtient une courbe suivant la figure *311*. On constate que, dans un certain domaine, les déformations sont proportionnelles aux contraintes : c'est le domaine élastique.

Si la contrainte de traction dépasse une valeur R, ou la contrainte de compression une valeur R', il se produit des déformations permanentes qui ne sont plus proportionnelles aux forces : c'est le domaine plastique.

Entre R et R', on peut écrire :

$$N_1 = E a_1$$
$$N_2 = N_3 = 0.$$

Le coefficient E est dit coefficient d'élasticité ou module d'Young.

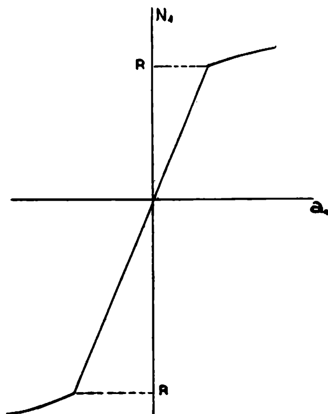


FIG. 311. — Déformation en traction et compression simples.

1. Loi de Hooke.

La mesure des dimensions transversales au cours de l'essai donne la relation entre les dilatations transversales et la dilatation longitudinale. On obtient :

$$a_2 = a_3 = -\sigma a_1.$$

Le coefficient σ est appelé coefficient de Poisson.

La valeur du module d'Young est très variable suivant les matériaux (acier : 20 000 kg/mm²; aluminium : 8 000 kg/mm²). Physiquement, il représente la contrainte qui doublerait la longueur de l'échantillon auquel la traction est appliquée si la limite élastique n'était pas atteinte auparavant.

Le coefficient de Poisson est un rapport sans dimension; sa valeur est environ 0,3 dans la zone élastique et 0,5 dans la zone plastique(dans ce dernier domaine, la variation du volume total est nulle et la dilatation cubique $\theta = a_1 + a_2 + a_3 = 0$).

On peut réaliser les mêmes essais de traction et de compression en exerçant sur l'éprouvette une pression latérale; dans ce cas, on a :

$$N_2 = N_3 = k N_1.$$

Il y a traction ou compression avec étreinte.

On obtient un diagramme analogue, mais le coefficient de proportionnabilité entre les allongements et les contraintes est modifié. On a, par exemple, dans le cas de la compression avec étreinte :

$$N_1 = E_1 (1 - 2 \sigma k) a_1.$$

5.2.4.2. Relations entre les coefficients de Lamé et les modules d'Young et de Poisson. — En écrivant les relations de Lamé dans le cas de la traction simple et en comparant aux relations ci-dessus, on peut tirer λ et μ en fonction de E et σ, et réciproquement.

On obtient les relations :

$$\sigma = \frac{\lambda}{2(\mu + \lambda)} \qquad E = \mu \frac{3\lambda + 2}{\mu + \lambda}$$

$$\lambda = \frac{E\sigma}{(1 + \sigma)(1 - 2\sigma)} \qquad \mu = \frac{E}{2(1 + \sigma)}.$$

Le coefficient μ de Lamé, que l'on écrit souvent G, s'appelle coefficient d'élasticité au cisaillement.

ANNEXE II

DEUXIEME PARTIE

CHAPITRE IV

TRANSMISSIONS HYDRAULIQUES A TURBO-MACHINES

4.1. COUPLEUR HYDRAULIQUE.

4.1.1. Calcul du couple.

La couronne motrice joue le rôle d'une pompe et la réceptrice celui d'une turbine. Normalement, la motrice tourne plus vite que la réceptrice; la force centrifuge, plus élevée dans la motrice, chasse l'huile vers l'extérieur.

Dans la réceptrice, l'huile ainsi forcée refoule vers le centre du tore celle qui s'y trouvait auparavant. L'huile a donc, dans le tore, un mouvement quasi circulaire.

Nous pouvons avoir une idée schématique du fonctionnement en considérant, sur la figure *312*, un coupleur dans lequel nous admettons que l'huile est en couche assez mince pour être assimilée à un filet fluide sans épaisseur, guidé entre les deux couronnes et un tore interne de guidage (en pointillés). Nous avons vu que ce tore existe réellement dans certains coupleurs.

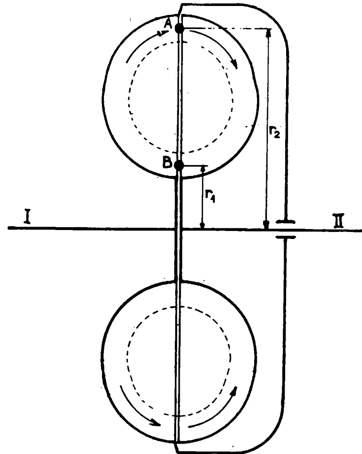


FIG. 312. — Fonctionnement schématique d'un coupleur hydraulique.

L'huile passe de la motrice à la réceptrice suivant un cercle de rayon r_2, qui coupe le plan de la figure en A et repasse de la réceptrice à la motrice en B (rayon r_1).

La figure *313* représente les triangles des vitesses en A et B, dans les deux couronnes, en admettant que le glissement α soit faible.

A la sortie de la motrice en A, l'huile suit les aubes qui sont radiales et, par conséquent, la vitesse relative w est perpendiculaire à la vitesse d'entraînement u ($u = \omega\ r_2$).

A l'entrée de la réceptrice au même point A, la vitesse absolue est évidemment la même, mais la vitesse d'entraînement est différente du fait du glissement :

$$u = r_2\ \omega\ (1 - \alpha).$$

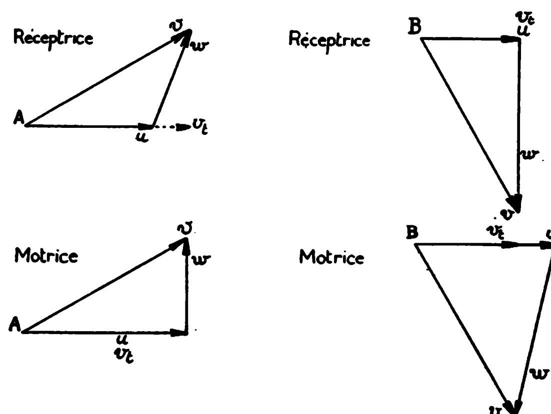


FIG. 313. — Coupleur hydraulique. Triangles des vitesses en A et B.

Il en résulte que w n'est pas parallèle aux aubages de la réceptrice, ce qui est en contradiction avec nos hypothèses précédentes. Cela résulte du fait que, toutes les aubes étant radiales, le coupleur est conçu, théoriquement, pour fonctionner à glissement nul et, par suite, à débit nul. Toutefois, si α est faible, cette contradiction n'est qu'apparente. C'est par le redressement de la vitesse relative w que la réceptrice reçoit l'énergie de l'huile.

On a donc : sur la motrice : $u\ v_t = \omega^2\ r_2^{\ 2}$;

sur la réceptrice : $u\ v_t = \omega^2\ r_2^{\ 2}\ (1 - \alpha)$.

De même, en B, la réceptrice a donné à l'huile une trajectoire suivant ses propres aubes et w est perpendiculaire à u.

Donc, en B, sur la réceptrice :

$$u\ v_t = \omega^2\ r_2^{\ 2}\ (1 - \alpha)^2;$$

sur la motrice :

$$u\ v_t = \omega^2\ r_2^{\ 2}\ (1 - \alpha).$$

L'énergie utilisée par la réceptrice est donc (formule d'Euler) :

$$H_r = \frac{\Delta\ (u\ v_t)}{g} = \frac{\omega^2\ r_2^{\ 2}\ (1 - \alpha) - \omega^2\ r_1^{\ 2}\ (1 - \alpha)^2}{g}$$

alors que l'énergie utilisable fournie par la réceptrice était :

$$H_m = \frac{\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2 (1 - \alpha)}{g}.$$

Appelons W_1 la puissance reçue par le coupleur, W_2 la puissance restituée.

Si Q est le débit à travers le cercle de rayon r_2, ce débit se retrouve évidemment en r_1; le couple recueilli sur la réceptrice, qui tourne à la vitesse $\omega (1 - \alpha)$, est :

$$C = \frac{W_2}{\omega (1 - \alpha)} = \frac{p Q}{g \omega (1 - \alpha)} H_r = \frac{p Q}{g \omega} [\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2 (1 - \alpha)]$$

après simplification par $(1 - \alpha)$.

Si on calcule le couple fourni par la motrice, on trouve bien également, sa vitesse étant ω :

$$C = \frac{W_1}{\omega} = \frac{p Q}{g \omega} H_m = \frac{p Q}{g \omega} [\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2 (1 - \alpha)].$$

Il ne pouvait en être autrement, puisque le coupleur ne comporte pas d'organe de réaction.

La charge perdue est :

$$H_m - H_r = \frac{\omega^2 r_2^2 [1 - (1 - \alpha)] - \omega^2 r_1^2 [1 - \alpha) - (1 - \alpha)^2]}{g}$$

$$= \frac{\omega^2 \alpha r_2^2 - \omega^2 r_1^2 (\alpha - \alpha^2)}{g}.$$

$$= \alpha \frac{\omega^2 [r_2^2 - r_1^2 (1 - \alpha)]}{g}.$$

Le travail effectué par seconde par les pertes est ègal à :

$$W_1 - W_2 = \Delta W = \underbrace{p Q}_{\text{poids de l'huile}} \times \alpha \omega^2 \underbrace{\frac{r_2^2 - r_1^2 (1 - \alpha)}{g}}_{\text{hauteur de perte de charge}}$$

$$= \alpha \frac{p Q}{g} [\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2 (1 - \alpha)].$$

Il est, évidemment, égal à $C \omega \alpha$, puisque la puissance reçue W_1 est $C \omega$, la puissance restituée :

$$W_2 = C \omega (1 - \alpha).$$

Reprenons l'expression du couple sous la forme :

$$C = \frac{p Q}{g \omega} \omega^2 [r_2^2 - r_1^2 (1 - \alpha)].$$

Dans cette expression, nous ne connaissons pas le débit. Mais nous avons vu précédemment que les pertes, dont la valeur est $C \omega \alpha$, sont proportionnelles au carré du débit. (Dans ce cas, le tracé des aubes correspondant à un débit nul, c'est vrai pour toutes les pertes, quelles qu'elles soient.) On a donc :

$$W = K Q^2 = C \omega \alpha = \frac{p Q}{g} \omega^2 \alpha \left[r_2^2 - r_1^2 (1 - \alpha)\right].$$

Il en résulte, après simplification, que Q est proportionnel à α, tout au moins si le terme $r_1^2 (1 - \alpha)$ n'introduit pas une correction importante, c'est-à-dire si α est faible par rapport à l'unité.

Par ailleurs, nous avons vu que le débit à travers le cercle r_2, par exemple, est proportionnel à la surface d'écoulement S et à la vitesse d'écoulement v_e.

Pour une même valeur de α, le triangle des vitesses reste homothétique à lui-même et :

$$v_e = k \omega r_2.$$

On peut donc écrire :

$$Q = K \alpha \omega S r_2$$

relation dans laquelle K est une constante sans dimension.

(On aurait d'ailleurs pu trouver ce résultat par des considérations d'homogénéité dans la formule établie par ailleurs $H = A \omega^2 - B \omega Q$.)

Finalement, le couple C a pour valeur :

$$C = K \frac{p}{g} \frac{\alpha \omega S r_2}{\omega} \omega^2 \left[r_2^2 - r_1^2 (1 - \alpha)\right]. \quad (1)$$

Pour des coupleurs différents de même modèle, r_1 est proportionnel à r_2 et la surface S est sensiblement proportionnelle à r_2^2. On peut donc écrire :

$$C = K' \frac{p}{g} \alpha \omega^2 r_2^5. \quad (2)$$

Il résulte de cette formule (2) que le couple est proportionnel :

— à α, au moins si α n'est pas trop important; dans le cas contraire, les termes en α^2 dus au facteur correctif $(1 - \alpha)$ commencent à se faire sentir; à ce moment, d'ailleurs, les approximations faites ne sont plus valables;

— à la densité p du liquide utilisé;

— au carré de la vitesse de rotation.

La surface S est fonction non seulement du type de coupleur, mais de son remplissage. Si nous reprenons la formule (1), nous voyons que, par l'intermédiaire de S, le couple est sensiblement proportionnel à la quantité d'huile dans le coupleur.

La formule (2) montre que, pour des coupleurs semblables, à remplissage égal, le couple est proportionnel à la puissance 5 des dimensions.

ANNEXE III

DEUXIEME PARTIE

CHAPITRE VI

TRANSMISSIONS HYDROMÉCANIQUES

6.3. BOITE MEKYDRO - FONCTIONNEMENT.

6.3.1. Transformateur Maybach.

Le transformateur hydraulique de couple Maybach comporte principalement (*fig. 314*) :

— une pompe *a* calée sur l'arbre d'entrée *b*;

— une turbine *c*, comportant elle-même :

— un aubage normal *d*;

— un aubage réduit *e*;

— un cylindre enfermant le piston de l'arbre de sortie;

cette turbine, qui entraîne l'arbre de sortie *g*, peut être déplacé longitudinalement sur cet arbre, de façon à faire entrer l'un ou l'autre de ses aubages dans le circuit d'huile du transformateur de couple;

— l'arbre de sortie *g*, formant arbre d'entrée de la partie mécanique de la boîte de vitesses et portant un piston fixe *h*; ce piston sert d'appui à la pression d'huile envoyée, suivant le cas, vers sa face avant (par le conduit *i*), ou vers sa face arrière (par le conduit *j*), dans le cylindre *f* de la turbine, pour déplacer celle-ci longitudinalement;

— un carter fixe, comportant deux enveloppes concentriques, soit :

— une enveloppe intérieure *k* formant le circuit d'huile du transformateur et portant l'aubage *l* de réaction de celui-ci;

— une enveloppe extérieure *m*, réalisant autour de l'enveloppe intérieure la chambre de circulation de l'eau de refroidissement du transformateur.

Le circuit d'huile du transformateur reste toujours plein.

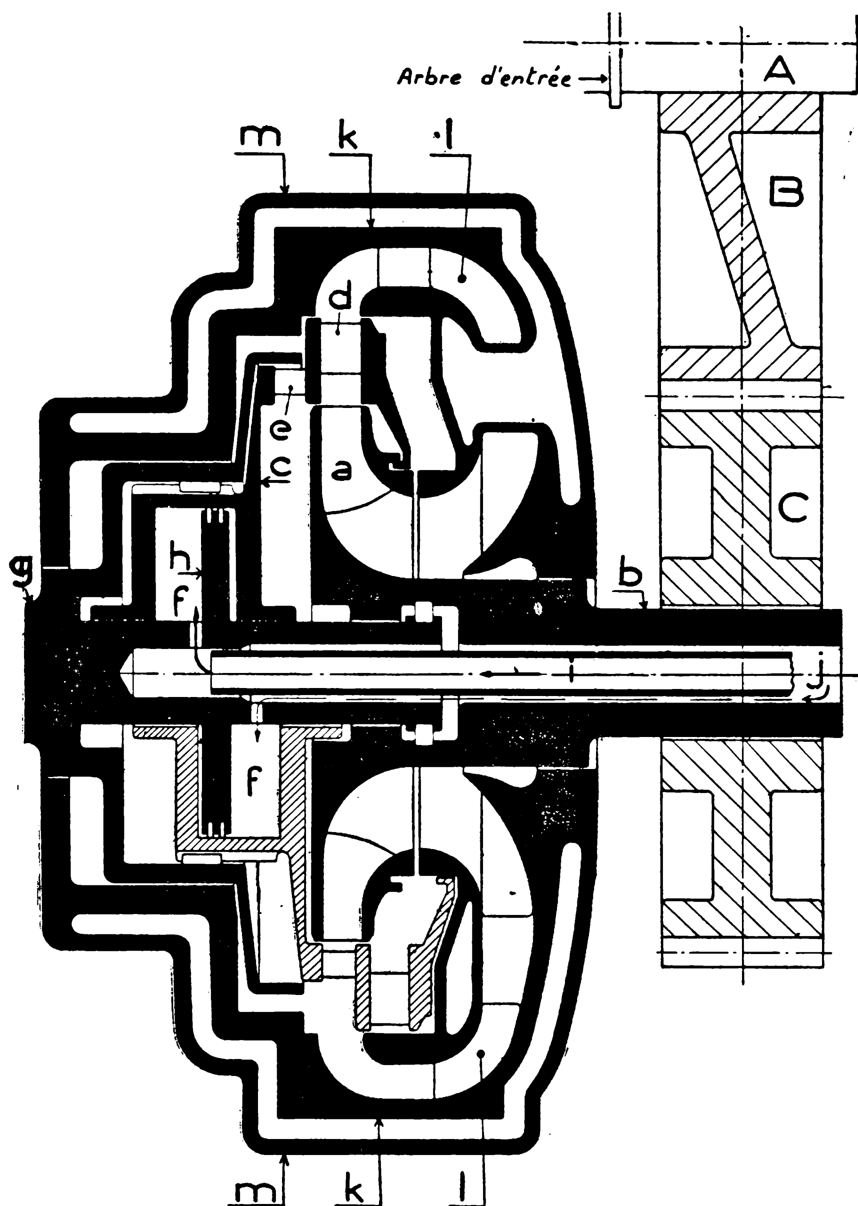


FIG. 314. — Transformateur de couple « Maybach ».

6.3.2. Crabot Maybach. *(fig. 315, 316, 317).*

Sa particularité réside dans la forme de la face frontale des griffes des deux parties constituantes. Cette face est légèrement inclinée, ce qui provoque les effets suivants, lorsque l'on applique l'une contre l'autre les deux parties du crabot pendant la marche :

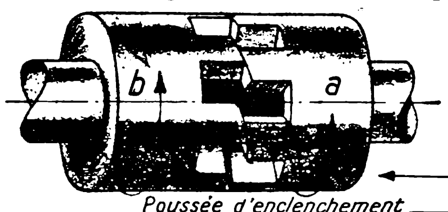


Fig. 315. — Crabot « Maybach ». La partie à mener *b* tourne plus vite que la partie menante *a*. *b* cliquette sur *a* sans enclencher.

— si la partie à mener *b* tourne plus vite que la partie menante *a*, l'enclenchement ne se réalise pas; aussi faible que soit la différence des vitesses de ces deux pièces, les griffes se repoussent mutuellement;

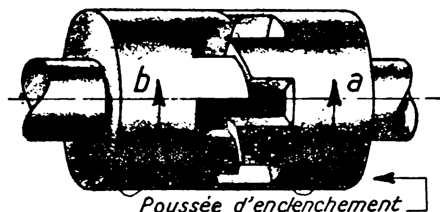


Fig. 316. — Crabot « Maybach ». Après ralentissement, *b* tourne à la même vitesse que *a*. Pas encore d'enclenchement.

— quand, par suite du ralentissement de *b* ou de l'accélération de *a*, les vitesses de ces deux parties deviennent égales (*fig. 316*), il ne se produit pas encore d'enclenchement : les dents restent chevauchées dans la position qu'elles occupaient à l'instant précis de l'égalisation des vitesses;

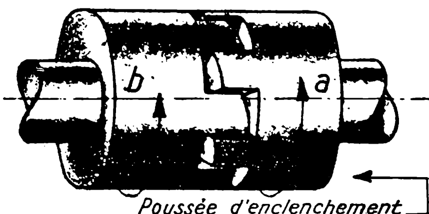


Fig. 317. — Crabot « Maybach ». Tout ralentissement supplémentaire de *b* fait que les griffes de *a* accrochent les griffes *b* et s'enclenchent.

— par contre, toute diminution supplémentaire de la vitesse de *b* ou toute augmenttation supplémentaire de la vitesse de *a* provoque l'accrochage des dents et leur enclenchement immédiat (*fig. 317*).

6.3.3. Organes mécaniques.

La boîte comporte, outre le multiplicateur d'entrée B C, trois trains d'engrenages, constitués par les pignons D, E, F, dont le premier est calé sur l'arbre de sortie du transformateur et par les roues G, H, I (*fig. 318*).

Ces pignons et roues sont reliés entre eux, suivant les diverses combinaisons de vitesse à réaliser, au moyen de quatre crabots Maybach, J, K, L, M, manœuvrés, deux à deux, par les leviers à fourchettes N et O.

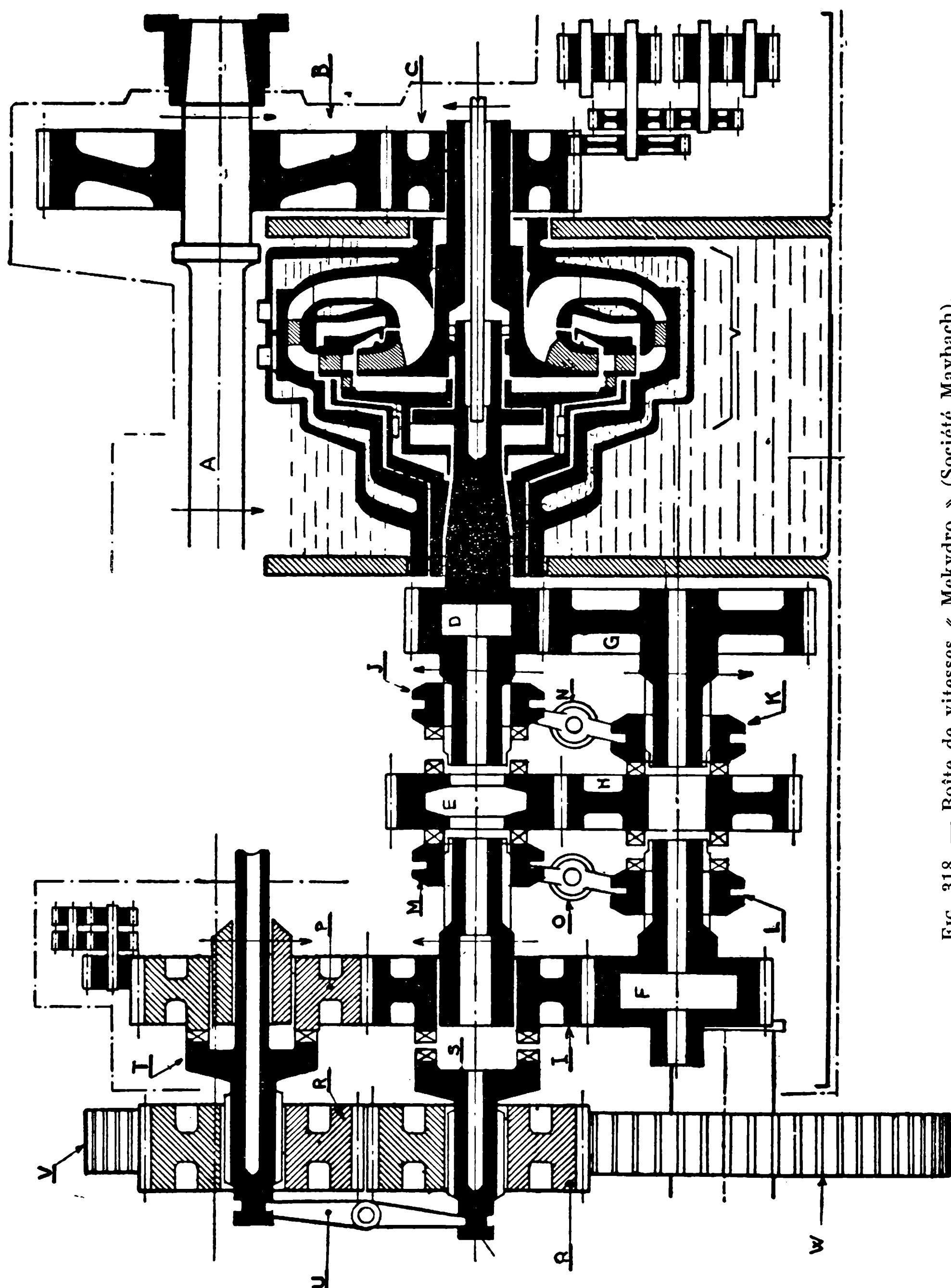


Fig. 318. — Boîte de vitesses « Mekydro » (Société Maybach).

Les combinaisons sont les suivantes :

1re vitesse : D G K L F I 2e vitesse : J E H L F I

3e vitesse : D G K H E M I 4e vitesse : (prise directe) D J M I.

Enfin, l'inverseur est constitué par les roues I et P, Q, R, V. Les roues I et P engrènent entre elles. Elles peuvent être reliées respectivement, aux roues Q et R, au moyen des crabots type Maybach S et T manœuvrés par un levier oscillant U à deux fourchettes. Les roues folles Q et R tournent en sens inverse quand elles sont crabotées. Elles engrènent toutes deux avec la roue V.

La sortie du mouvement se fait par l'arbre portant la roue W engrenant avec V.

6.3.4. Appareillage de commande.

Cet appareillage comporte des servo-moteurs à huile commandant les crabots. Ces servo-moteurs sont alimentés par un distributeur à piston-tiroir. Le distributeur est commandé par deux régulateurs centrifuges solidaires, l'un de l'arbre primaire (vitesse du moteur), l'autre de l'arbre secondaire (vitesse du véhicule).

L'inverseur est actionné par électro-valves et servo-moteur à huile.

Une électro-valve supplémentaire peut commander le déplacement de la turbine.

Au ralenti, cette électro-valve est excitée; le petit aubage seul est dans le circuit du transformateur et, en raison de la faible vitesse du moteur, le couple fourni est presque nul. Les crabots sont mis en position de 1re vitesse.

Au premier cran d'injection, le moteur tourne plus vite et le démarrage se produit.

Aux crans suivants, l'électro-valve de turbine est mise hors circuit et l'aubage normal entre en service.

Les changements de vitesses sont ensuite automatiques : commandées par les régulateurs centrifuges dont l'action est, à la fois, fonction de la vitesse de marche et fonction de la puissance demandée au moteur, les combinaisons de vitesse se succèdent. Le conducteur n'a simplement qu'à manœuvrer le levier d'injection pour régler la vitesse de marche. La combinaison correspondant à celle-ci se forme automatiquement par le jeu des crabots Maybach.

Pour que les crabots en prise puissent se séparer le moment venu, il faut que l'effort d'entraînement appliqué à leurs griffes cesse pendant un instant. Ensuite, pour que les crabots de la vitesse supérieure puissent s'enclencher, il faut que les deux parties de ces crabots tournent relati-
s'enclencher, il faut que les deux parties de ces crabots tournent convenablement l'un par rapport à l'autre.

Ces deux conditions sont réalisées par le fonctionnement automatique du système de régulation. En effet, dès que la vitesse de marche et la

charge du moteur correspondent aux valeurs requises pour que s'effectue un changement de vitesse, le bloc de régulation provoque les actions suivantes :

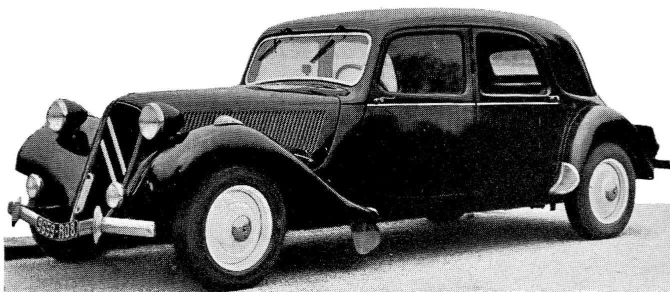
1° Le piston du servo-moteur des crabots J et K se déplace, poussant sur sa tige par l'intermédiaire d'un ressort. Cette tige ne peut, pour l'instant, déclencher les crabots, car le crabot K transmet le couple moteur de la roue G à la roue H et l'effort sur ses griffes est trop important pour que le décrabotage s'effectue.

2° L'injection du moteur Diesel est ensuite coupée pendant une fraction de seconde. Poussé par le ressort de tige du piston, le crabot K se déclenche et le crabot J se présente dans la position d'enclenchement de la nouvelle combinaison. Toutefois, le crabot J tournant plus vite que le pignon E à accoupler, l'enclenchement ne se fait pas et le crabot cliquette sur le pignon.

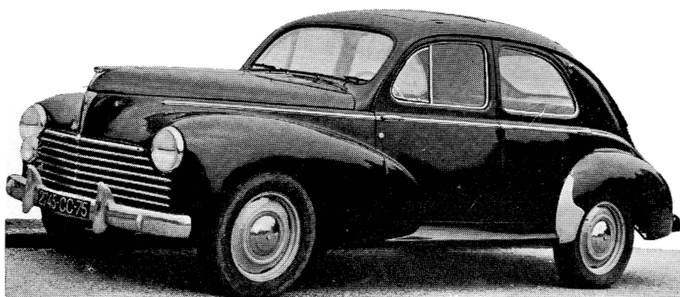
3° La turbine du transformateur est alors déplacée pour que son petit aubage prenne, dans le circuit moteur, la place que l'aubage normal occupait. Ceci a pour résultat de freiner la vitesse de l'arbre portant le crabot J. Dès que cette vitesse devient tant soit peu plus faible que celle du pignon E, l'enclenchement se produit.

4° La turbine du transformateur reprend sa position normale.

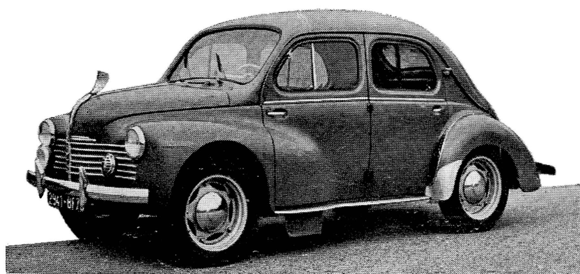
Le changement de vitesse est terminé. Il a demandé un temps de l'ordre d'une seconde.



CITROEN. Traction avant 11 BL



PEUGEOT 203



RENAULT 4 CV

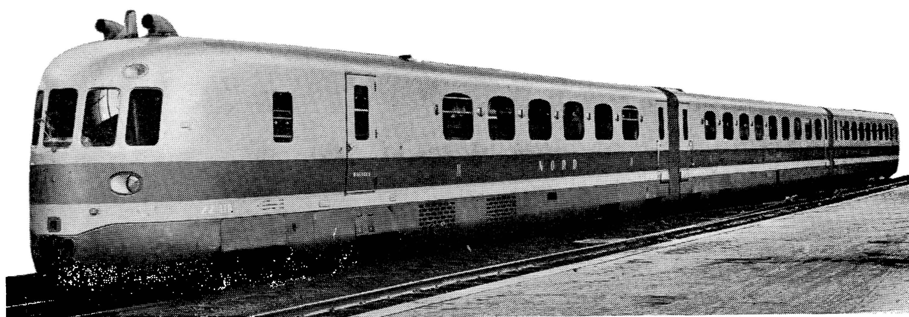


PORSCHE

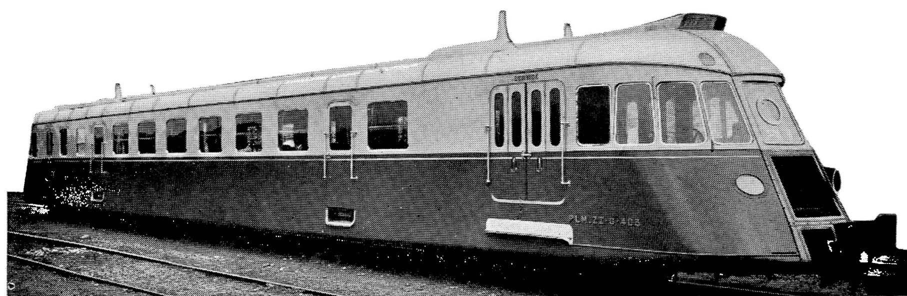
PLANCHE II



Autorail BERLIET

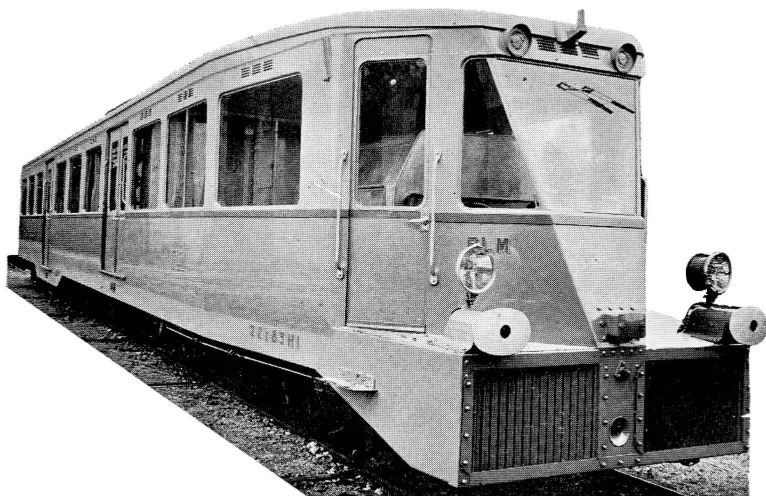


Rame T.A.R. (*Société Franco-Belge*).

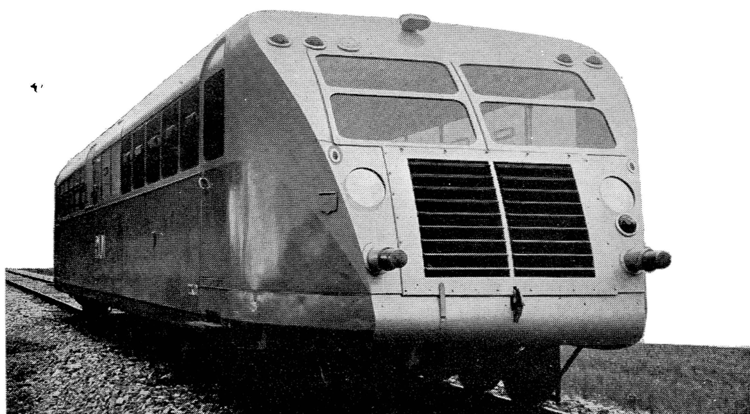


Autorail RENAULT A. B. J.

PLANCHE III



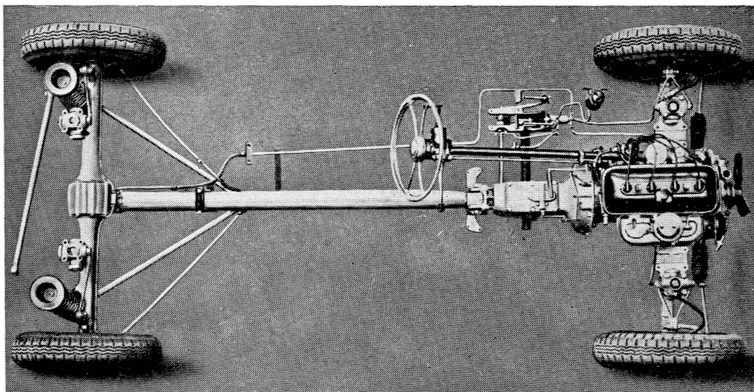
Autorail " Aciéries du Nord. "



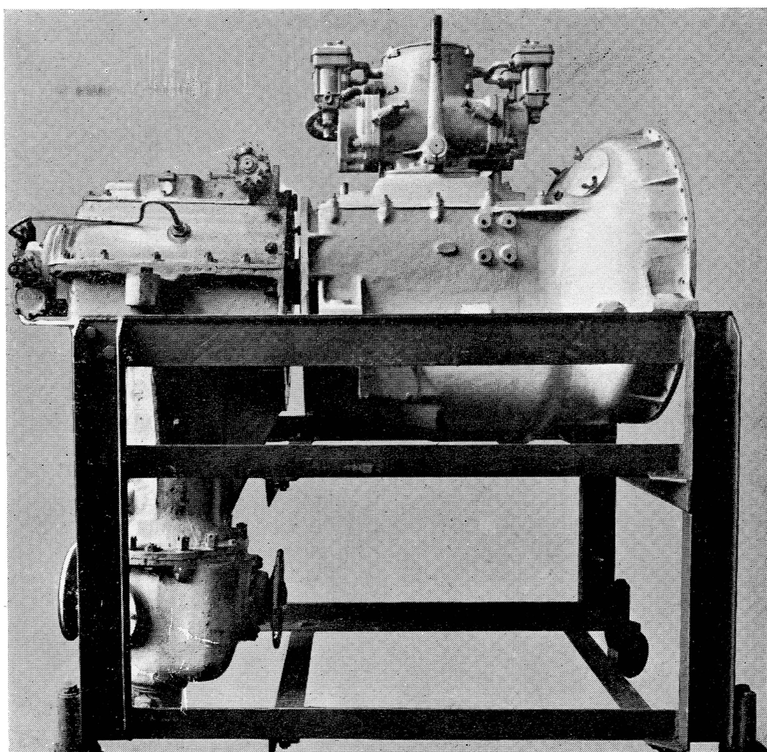
Autorail BUGATTI



Autorail unifié S.N.C.F.

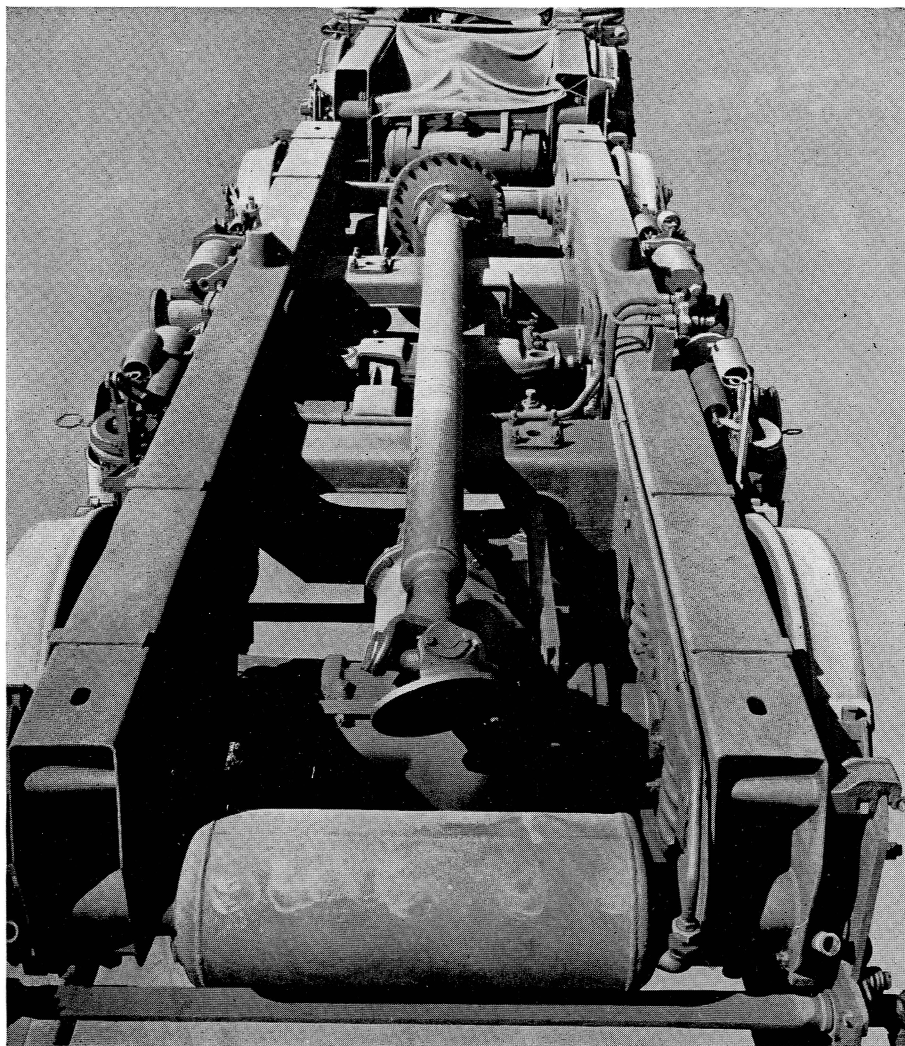


Ensemble moteur-transmission et suspension de la PEUGEOT 203
(Vue par dessus) (*Doc. Peugeot*).



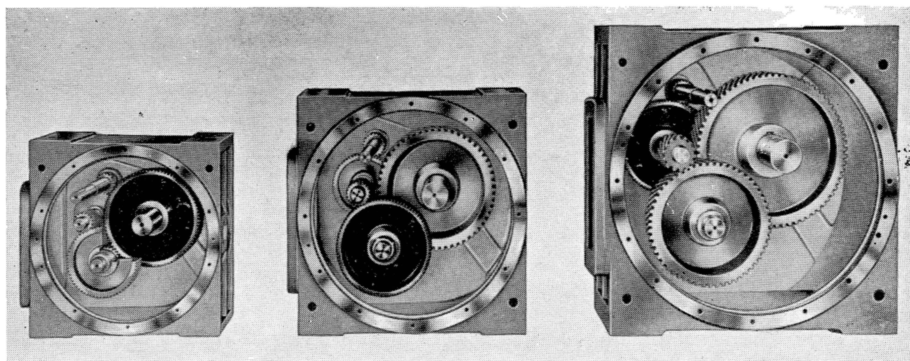
Ensemble de transmission RENAULT pour autorail
(Embrayage, boîte de vitesses et organes électro-pneumatiques, inverseur et descente de mouvement).

(*Doc. S.N.C.F.*)



Boggie d'autorail 600 cv unifié de la S.N.C.F.
Transmission à Cardan-GLAENZER-SPICER

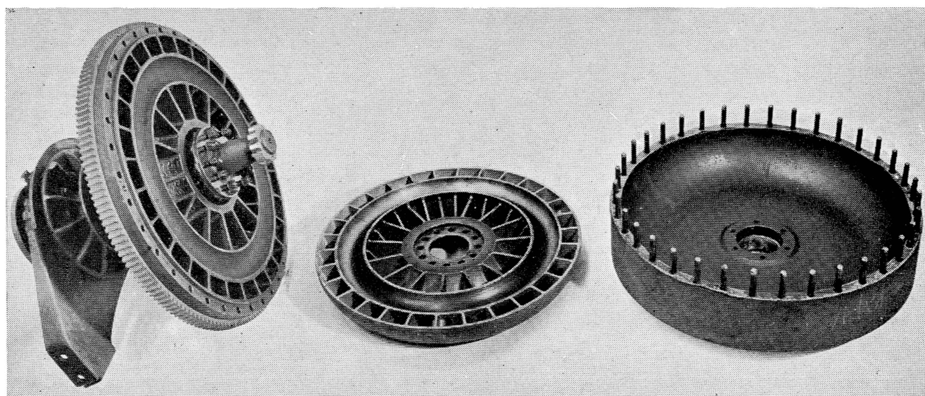
(Doc. S.N.C.F.)



RÉDUCTEURS COLOMBES-HANSEN A ÉLÉMENTS NORMALISÉS

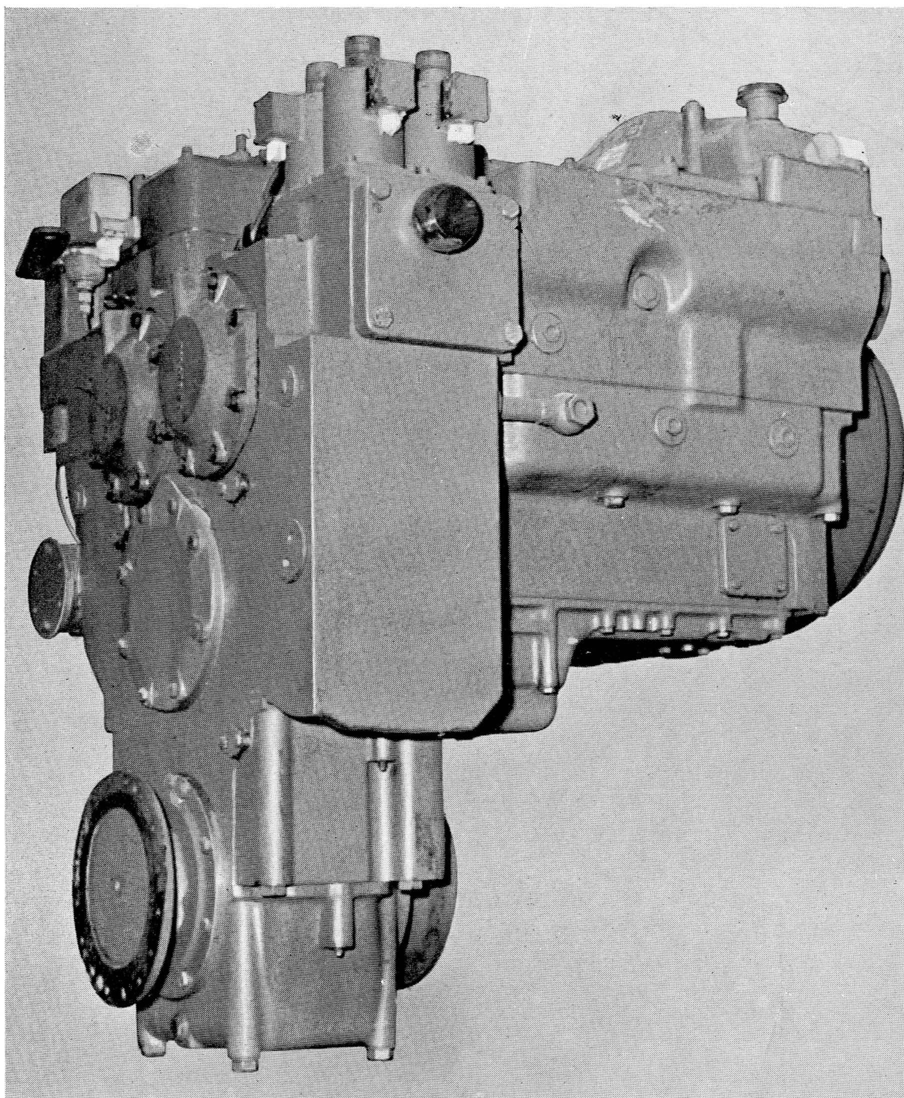
On notera, dans les trois réducteurs de dimensions différentes, l'utilisation des mêmes engrenages (l'un d'eux en teinte plus foncée)

(Doc. Colombes-Texrope).



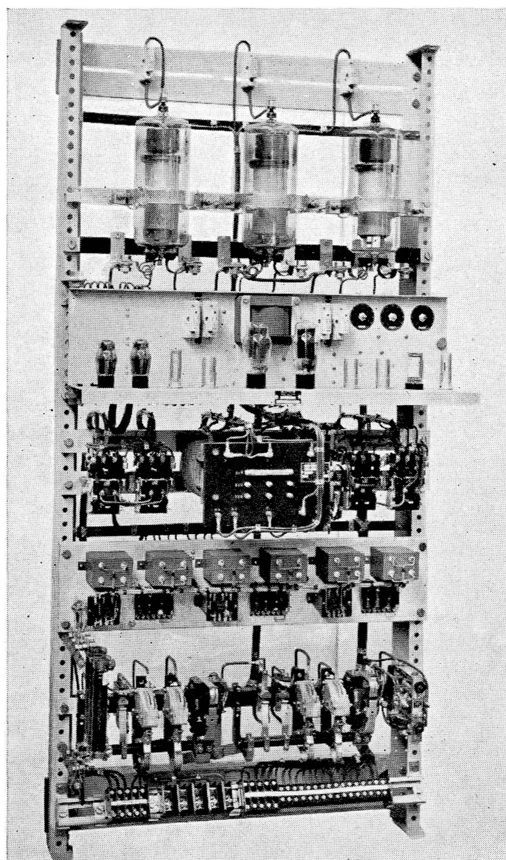
COUPLEUR HYDRAULIQUE A TORE DE GUIDAGE INTERNE

Vue éclatée



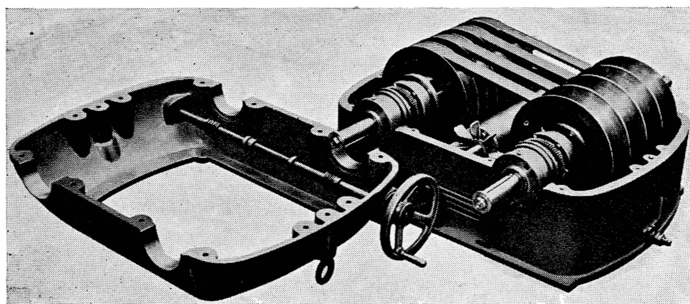
BOITE DE VITESSES HYDRO-MÉCANIQUE MEKYDRO

(Doc. S.N.C.F.)



VARIATEUR ELECTRONIQUE ALSTHOM
pour moteur continu 11 cv
Deux sens de marche, vitesse variable de 400 à 1 875 tr/mn

(Doc. Alsthom)



VARIATEUR COLOMBES-TEXROPE
A COURROIES TRAPEZOIDALES

(Doc. Colombes-Texrope)

INDEX ALPHABÉTIQUE

D

E

TABLE DES MATIÈRES

PREMIERE PARTIE

Chapitre Premier

ROLE DE LA TRANSMISSION

Chapitre II

PROBLÈMES POSÉS PAR LES TRANSMISSIONS DE TRACTION

Chapitre III

PROBLÈMES POSÉS PAR LES TRANSMISSIONS DE MACHINES-OUTILS

Chapitre IV

DIFFÉRENTS TYPES DE TRANSMISSIONS RÉELLES. RENDEMENT. NOTION DE RAPPORT D'UTILISATION

Chapitre V

RAPPEL SUCCINCT DE RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

Chapitre VI

ÉLÉMENTS COMMUNS DES TRANSMISSIONS. ACCOUPLEMENTS. EMBRAYAGES. ENGRENAGES. ROUES LIBRES. COURROIES. CHAINES.

CHAPITRE VII

ÉLÉMENTS SPÉCIAUX AUX TRANSMISSIONS DE TRACTION. INVERSION DU MOUVEMENT. APPLICATION DE L'EFFORT A L'ESSIEU.

CHAPITRE VIII

ÉLÉMENTS COMMUNS DES TRANSMISSIONS. ARTICULATIONS. PALIERS. COUSSINETS. ROULEMENTS. BUTÉES. LUBRIFICATION.

CHAPITRE IX

COMMANDE DES TRANSMISSIONS. SERVO-MÉCANISMES

DEUXIEME PARTIE

PRINCIPALES FAMILLES DE TRANSMISSIONS

CHAPITRE PREMIER

TRANSMISSIONS MÉCANIQUES A FROTTEMENT

CHAPITRE II

TRANSMISSIONS MÉCANIQUES A ENGRENAGES
Boîtes de vitesses

CHAPITRE III

TRANSMISSIONS HYDRAULIQUES
NOTIONS ÉLÉMENTAIRES D'HYDRAULIQUE

CHAPITRE IV

TRANSMISSIONS HYDRAULIQUES A TURBO-MACHINES

CHAPITRE V

TRANSMISSIONS VOLUMÉTRIQUES

CHAPITRE VI

TRANSMISSIONS HYDROMÉCANIQUES

CHAPITRE VII

TRANSMISSIONS ÉLECTRIQUES A COURANT CONTINU

CHAPITRE VIII

TRANSMISSIONS ÉLECTRIQUES A COURANT ALTERNATIF

CHAPITRE IX

CONCLUSION

CET OUVRAGE A ÉTÉ ACHEVÉ
D'IMPRIMER SUR LES PRESSES
DE L'IMPRIMERIE RÉGIONALE,
59, RUE BAYARD, A TOULOUSE,
LE VINGT JUILLET MIL NEUF
CENT CINQUANTE-SIX.

Numéro de l'éditeur : I004
Dépôt légal : 2e trimestre 1956